

UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE

U.F.R de Sciences Exactes et Naturelles

THESE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE

Spécialité Génie Mécanique

Par :

Philippe ESTOCQ

**Une approche méthodologique numérique et
expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire
de défauts d'écaillage de roulements à billes**

Soutenue le 16 décembre 2004 devant la commission d'examen :

Président : Pr LU Jian (P.U. Université Technologique de Troyes)

Jury :

Rapporteur : Pr CHEVALIER Luc (P.U. Université de Marne la Vallée)

Rapporteur : Pr MARCHE Pierre (P.U. ENSI de Bourges)

Examineur : Pr DEBRAY Karl (P.U. Université de Reims) co-directeur

Examineur : Pr DRON Jean-Paul (P.U. Université de Reims) directeur

Examineur : Pr associé LAFORGUE Henri (Industriel PSA)

Examineur : Dr FOLTETE Emmanuel (M.C. Université de Franche-Comté)

Examineur : Dr BOLAERS Fabrice (M.C. Université de Reims)

REMERCIEMENTS

Tout d'abord je souhaiterais exprimer mes plus vifs remerciements à Messieurs Luc Chevalier et Pierre Marché pour avoir accepté de rapporter mon travail.

Je remercie également tout particulièrement le Professeur Jean-Paul Dron, mon directeur de thèse et le professeur Karl Debray co-directeur.

Merci à Jian Lu, Henri Laforgue, Emmanuel Foltête et Fabrice Bolaers pour leur participation à mon jury de thèse.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude au Professeur André Pavan qui m'a accompagné depuis mon arrivée au laboratoire et dont les conseils m'ont été d'une grande utilité.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les membres du laboratoire GMMS (Groupe de Mécanique Matériaux et Structures) et en particulier à Ying Qiao Guo, Patrick Marconnet, Fabien Bogard, Chawki Saffih, Olivier Cousinard, Samuel Crequy, Fabien Beaumont.

RESUME

Cette étude est consacré à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, domaine d'activité qui constitue une part toujours plus importante des dispositions permettant de rentabiliser l'instrument de production industriel. Elle propose une méthodologie numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts d'écaillage sur les roulement à billes. L'objectif de ce travail est d'utiliser un point de mesure situé sur le carter d'une machine tournante permettant de réaliser une surveillance vibratoire efficace . Il s'est orienté dans deux directions. D'abord en ajoutant un composant structurel optimisé sur le carter de la machine, appelé résonateur, dont le rôle est de canaliser les vibrations. Ensuite en déterminant numériquement le point de mesure optimum de détection des défauts, qui peut également servir au suivi de l'évolution de la sévérité de l'écaillage.

SOMMAIRE

Introduction générale	1
CHAPITRE 1	6
LA MAINTENANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE ET LE COMPORTEMENT VIBRATOIRE DES BATIS DE MACHINE	
1. La maintenance par analyse vibratoire	7
1.1. Les stratégies de maintenance	7
1.1.1. Les différents types de maintenance	7
1.1.2. Surveillance et diagnostic	9
1.2. Les vibrations des paliers à roulements	10
1.3. Détection d'un défaut dans les roulements	11
1.3.1. Paramétrage de l'échantillonnage	11
1.3.2. Résolution	12
1.3.3. Les méthodes d'analyse	13
1.3.3.1. Les méthodes temporelles	13
1.3.3.2. Les méthodes fréquentielles	16
1.4. Surveillance vibratoire de l'évolution d'un défaut	21
1.4.1. Le dépistage des défauts	21
1.4.2. Le diagnostic des défauts	21
1.4.3. Suivi de l'évolution d'un défaut	22
1.5. Les outils de l'analyse vibratoire	22
1.5.1. La chaîne d'acquisition	22
1.5.2. Le capteur de vibrations	23
1.5.3. Le matériel d'analyse	23
2. Comportement vibratoire des bâtis de machine	24
2.1. Les fonctions d'un bâti	24
2.2. Dynamique des structures linéaires	24
2.2.1. Mise en équations	24
2.2.2. Calcul de la réponse dynamique	26
2.2.2.1. Recherche des solutions de $M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t)$	27
2.2.3. Propagation d'ondes ou vibrations structurales	29
2.3. Analyse modale expérimentale	29
2.3.1. Fonctions de transfert	30
2.3.2. Matériel d'analyse et d'essai	31

2.3.3. Exploitation et validation des résultats.	32
2.3.3.1. Comparaison calculs-essais.	32
3. Conclusion du chapitre 1	33

CHAPITRE 2	34
------------	----

CALCUL DE LA REPONSE DYNAMIQUE D'UN BATI EXCITE PAR UN DEFAUT
APPARAISSANT AU SEIN D'UN ROULEMENT

1. Modèles de roulement	35
1.1. Modèle de Palmgrem	35
1.2. Modèle de De Mul	38
1.3. Modèle de Bourdon	43
2. Procédure de résolution du problème statique non linéaire	44
2.1. Intégration du roulement à billes dans le modèle éléments finis	44
2.2. Résolution du problème statique	47
3. Détermination des modes propres de la structure.	47
4. Résolution du problème dynamique	48
4.1. Défaut de roulement	48
4.2. Calcul de la réponse dynamique	49
5. Conclusion	51

CHAPITRE 3	52
------------	----

CONCEPTION D'UN RESONNATEUR SUR BATI EXISTANT

1. Fréquences des défauts	53
2. Conception et modélisation du résonateur.	55
2.1. Etude et validation sur banc d'essai	55
2.2. Conception et optimisation du résonateur	58
2.2.1. Modélisation du résonateur	60
2.2.2. Programme d'optimisation	60
2.2.3. Résultats d'optimisation.	61
2.2.4. Comportement dynamique du résonateur.	62
3. Etude expérimentale du résonateur	63
3.1. Présentation de la chaîne d'acquisition	63
3.2. Essais de type choc sur le résonateur en position horizontale et verticale	64
3.2.1. Essais des supports	64
3.2.2. Résonateur en position horizontale et verticale	64
3.2.3. Etude des modes propres.	65

3.3. Influences d'un mauvais positionnement des masselottes et d'une déformation du résonateur	66
3.4. Essais type sinus fixe	68
3.4.1. Coefficient d'amplification dynamique	68
3.4.2. Influence de l'amplitude de l'accélération	69
4. Etude expérimentale de l'ensemble résonateur et carter	69
4.1. Les différents points de mesure réalisés sur le carter	70
4.2. Etude expérimentale du carter avec des roulements sans défauts aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.	71
4.3. Etude expérimentale du carter avec un défaut sur la bague intérieure (Fdef=140 Hz)	73
4.3.1. Spectres aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.	73
4.3.2. Bilan de ces essais.	75
4.4. Etude expérimentale du carter avec un défaut sur la bague extérieure (Fdef=100 Hz)	77
4.4.1. Spectres aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.	77
4.4.2. Bilan de ces essais	77
4. Conclusion	80
 CHAPITRE 4	 81
 DETERMINATION DES POINTS OPTIMAUX DE MESURES VIBRATOIRES DES DEFAUTS DE ROULEMENT.	
1. Modèle numérique de banc d'essais	82
1.1. Démarche de construction du modèle éléments finis de l'ensemble de la structure.	82
1.2. Analyse vibratoire du carter seul en libre-libre	84
1.3. Analyse vibratoire de l'arbre en libre-libre	85
1.4. Fonctions de réponse en fréquence de la structure assemblée	87
2. Détermination des points optimum de mesure	88
2.1. Méthodologie	89
2.2. Détection d'un défaut	89
2.3. Suivi d'un défaut	89
3. Exploitation du point optimum	97
3.1. Position du problème	97
3.2. Validation expérimentale	98
Conclusion du chapitre 4 :	101
 Conclusion générale	 102
 Bibliographie	 106

Annexes

Annexes A : Comportement vibratoire d'une poutre test en AU4G	112
Annexes B : Théorie de Hertz	115
Annexes C : Méthode de Newton Raphson	120
Annexes D : Méthode des simplex	123

INTRODUCTION GENERALE

L'évolution de l'appareil productif, avec des machines de plus en plus complexes et automatisées, alliées à l'arrivée massive de cartes électroniques sur des équipements jusqu'alors électromécaniques, a conduit à une nouvelle perception des enjeux rattachés à la fonction maintenance. Cette fonction a beaucoup évolué et continue d'évoluer comme le montre des analyses réalisées sur les trois dernières années et qui concernent l'évolution des budgets, des effectifs et des marchés de la maintenance d'une part, et à son comportement dans les différents types de secteurs d'activités d'autre part. Ces analyses montrent l'intérêt majeur de la maintenance et de la maintenance conditionnelle en particulier dans un contexte industriel.

Parmi les outils de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations est celui qui connaît aujourd'hui un des développements les plus importants du fait de l'évolution des techniques dans les domaines de l'informatique et du traitement du signal. La finalité de ce type de surveillance est destinée à assurer la sécurité de l'installation en évitant des dégradations importantes par le déclenchement d'alarmes, lorsque le niveau des vibrations atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Il existe différentes techniques d'investigation utilisées dans le domaine du suivi vibratoire des machines tournantes ; ces techniques sont décrites dans le premier chapitre.

Cependant, l'objectif du personnel de maintenance est double ; détecter une défaillance d'une part, et prévoir le temps résiduel de fonctionnement après détection d'autre part. La notion de détection a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce. La notion de temps résiduel de fonctionnement est quant à elle basée sur la connaissance de l'évolution de la gravité des défaillances.

Le diagnostic basé sur les mesures vibratoires ne peut se faire que si les signaux vibratoires captés sont porteurs d'informations caractéristiques de l'état de fonctionnement des composants mécaniques. La qualité et la fiabilité d'une mesure vibratoire dépendent d'une part du matériel utilisé et de l'impédance de la structure d'autre part. L'impédance de la structure (ou mobilité) est fonction de la situation de la source excitatrice, provoquée par un défaut, et de la position de l'accéléromètre à partir duquel les signaux sont analysés. L'idéal serait d'intervenir sur la structure de la machine en la rigidifiant pour avoir davantage un

comportement en masse ou en l'assouplissant pour avoir un comportement en raideur. Bien des machines sont conçus sans tenir compte de l'aspect maintenance. Dans le cas d'un suivi vibratoire, la conception des bâtis peut modifier notablement le signal réel engendré par un défaut, avec comme conséquence la disparition de certaines fréquences caractéristiques de défauts et la non détection des défaillances.

L'objectif de ce travail est d'obtenir un meilleur rapport signal sur bruit d'un défaut d'une machine lorsque l'analyse des vibrations est réalisée loin de la source excitatrice. Cet éloignement est principalement lié à la conception même de la machine (machine cartésienne, paliers hors de portée, circulation impossible...).

Notre travail s'est alors orienté dans deux directions afin d'optimiser la détection et le suivi de défauts de machines tournantes et plus particulièrement des défauts de roulements.

- en ajoutant un composant structurel sur la machine, appelé résonateur, dont le rôle est de canaliser les vibrations. Il sera montré qu'il est possible d'influer le comportement vibratoire de la structure en lui ajoutant une sous structure à comportement en raideur.
- en déterminant numériquement le « meilleur » point de mesure de la machine et en le validant expérimentalement. Le « meilleur » point de mesure est celui qui portera les informations vibratoires les plus pertinentes. Après validation de ce point optimum de mesure, il s'agit de caractériser un indicateur permettant de suivre l'évolution d'un défaut de roulement. Il a été démontré que la valeur RMS (valeur efficace du signal) filtrée dans une bande de fréquences judicieusement choisie permettait de corrélérer le degré de sévérité d'un défaut d'écaillage de roulement avec le signal temporelle recueilli.

Une troisième direction aurait été possible : optimiser la structure dès la conception en définissant à l'avance un point de mesure accessible ou toutes les informations vibratoires concernant les défauts potentiels auraient été canalisées voire amplifiées.

Dans le premier chapitre, les notions nécessaires à la compréhension de ce travail sont rappelées, tant d'un point de vue maintenance prévisionnelle par analyse vibratoire que d'un point de vue dynamique des structures linéaires. Dans un premier temps les principaux outils

d'aide au diagnostic sont présentés, les critères de choix discutés. Les méthodes temporelles basées sur l'analyse statistique du signal et les méthodes fréquentielles basées sur la transformée de Fourier sont abordées. Dans un deuxième temps, les bases de la mécanique des milieux continus en dynamique sont passées en revues. A partir des équations classiques de la mécanique des milieux continus, les différentes solutions dans la base modale ou d'état sont rappelées. La démarche expérimentale qui s'en suit, ainsi que les appareillages sont brièvement présentés.

Dans le deuxième chapitre, un modèle numérique éléments finis du carter est proposé. Ce modèle numérique intègre le comportement non linéaire du roulement. C'est pourquoi les différents modèles sont rappelés et les procédures d'obtention exposées. La machine tournante composée d'un arbre mis en rotation par un système poulie courroie est présentée. Le modèle global du carter est obtenu et un recalage basé sur les imperfections de soudage proposé. La modélisation des défauts de roulement servant de base à l'excitation du modèle est ensuite présentée. Les fonctions de réponses en fréquences des différents composants structurels avant et après assemblage sont comparées.

Dans le troisième chapitre, le travail repose sur l'optimisation d'un résonateur. L'intérêt de l'ajout d'un tel composant peut se justifier uniquement sur certaine machine. En effet, les machines industrielles ayant d'avantage un comportement en masse, du fait de leur rigidité sans doute excessive, n'ont pas de fréquences caractéristiques basses. Bien que le développement des outils de simulation numérique soit largement banalisé aujourd'hui, l'aspect maintenance conditionnelle par analyse vibratoire est souvent omis. Ce résonateur a pour but de détecter les défauts artificiels occasionnés sur les bagues intérieure et extérieure d'un roulement. Dans ce travail, il est constaté que pour une fréquence de défaut de roulement éloignée d'une fréquence de résonance de structure, l'apport de ce composant se révèle particulièrement intéressante.

Enfin, dans le quatrième chapitre, en vue de détecter un défaut de roulement, le meilleur point de mesure est déterminé. Une comparaison entre le modèle numérique et le bâti expérimentale est effectuée. Dans un second temps, ce point de mesure est utilisé pour la détection de défauts artificiels avec des tailles différents et ce d'un point de vue numérique et expérimental. Les tendances sont observées. Les accélérations maximales et les valeurs RMS

sont comparées. Ainsi, il est montré que le meilleur point de mesure pour la détection est également le meilleur point pour le suivi.

CHAPITRE 1

LA MAINTENANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE ET LE COMPORTEMENT VIBRATOIRE DES BATIS DE MACHINE

Dans ce chapitre, les notions nécessaires à la compréhension de ce travail vont être brièvement exposées. De par la nature de leurs composants mécaniques, les machines industrielles vibrent et il convient d'interpréter leur message vibratoire. Ces vibrations vont réagir au sein même de la structure de la machine. Souvent, le capteur destiné à suivre l'information fournie par les vibrations ne peut être placé à la source même du défaut, le signal recueilli est donc influencé par le chemin qu'il parcourt entre la source et le capteur. La structure agit et convolue avec le signal vibratoire du défaut, il devient alors nécessaire de tenir compte du comportement élastique de celle-ci. La raideur de la machine, sa topologie, sa fixation, ses conditions de fonctionnement sont autant de paramètres qui vont influencer le signal vibratoire. L'élaboration d'une machine n'est donc pas simple et nécessite de prendre en compte tous ces paramètres, sans en oublier les fonctions de base. Pourtant, dans ce travail, certains aspects sont négligés comme par exemple la lubrification, l'acoustique, la thermique...

1. La maintenance par analyse vibratoire

1.1. Les stratégies de maintenance.

1.1.1. Les différents types de maintenance.

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

En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenance, comme le montre la figure (1.1) :

- la maintenance corrective correspondant à une action effectuée après la panne.
- la maintenance préventive systématique effectuée selon un échéancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.
- la maintenance préventive conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé.

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives [LUC94]. Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.

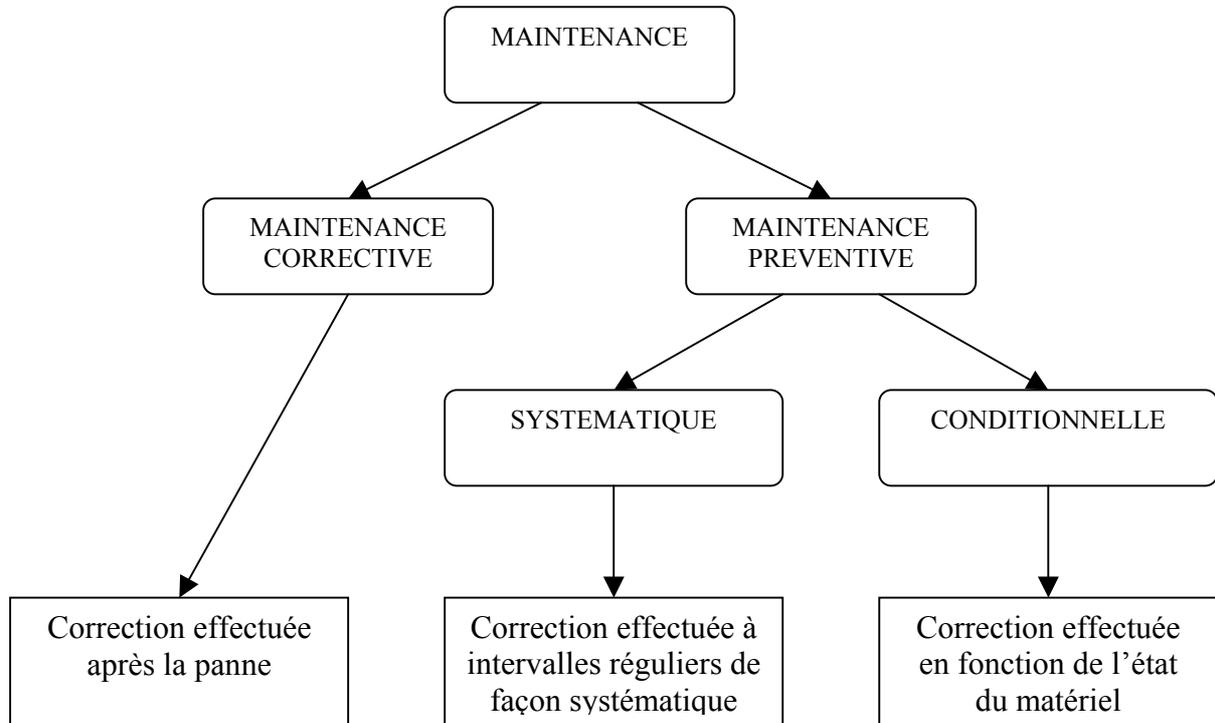


Figure (1.1): les différents types de maintenance

Le principe de la maintenance conditionnelle consiste à estimer l'état des composants mécaniques en effectuant différents types de mesure. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des thermographies infrarouges... . Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé.

Ce type de maintenance se caractérise par :

- l'emplacement et le nombre de points de mesure
- la collecte et le traitement des informations
- la nécessité d'obtenir un diagnostic précis
- un investissement important

Parmi les méthodes utilisées en maintenance conditionnelle l'analyse vibratoire est une des plus utilisée pour le suivi des machines tournantes. En effet, un ensemble de pièces en mouvement, quelque soit la forme de la structure porteuse, génère des vibrations, et ce, même si les machines analysées sont en bon état de fonctionnement. Les vibrations dans les bâtis de machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des roulements à billes, des engrenages ou des courroies en parfait état de marche qui viennent exciter les bâtis. Le comportement non-linéaire de certains composants modifie les raideurs de ces organes et donc par voie de conséquence, les efforts induits.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance de lois d'endommagement [BOL03a].

1.1.2. Surveillance et diagnostic.

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions si possible identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [AUG01]. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état. La norme [ISO 10816] fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle 10-1000 Hz sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites « mesures des niveaux globaux » restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire.

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines du ou des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non

seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

1.2. Les vibrations des paliers à roulements

Les roulements sont extrêmement utilisés dans les machines tournantes. Leur durée de vie est estimée à partir de modèles fiabilistes tels que Weibull. Cette estimation de durée de vie peut néanmoins varier dans de grandes proportions pour des machines identiques. L'analyse vibratoire des roulements permet de dépasser cet aspect systématique du suivi en d'envisageant une démarche basée sur le conditionnel.

Les pistes des roulements et les billes sont chargées cycliquement, ce qui engendre à la surface une dégradation par fatigue qui se présente sous la forme de fissures qui conduisent aux écaillages [NEL99a] et [NEL99b] puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous-couche du matériau. Cette ruine peut être détectée sur un spectre à partir de l'identification des fréquences caractéristiques du roulement. Celles-ci correspondent aux fréquences des impacts lorsqu'un élément roulant rencontre un défaut. Elles sont données en écrivant que les vitesses aux points de contact entre billes et bagues sont nulles [HAR91]. Elles dépendent du diamètre des éléments roulants (d), du diamètre moyen du roulement (D), du nombre d'éléments roulants (Z), de l'angle de contact (α) et de la fréquence de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure (f_r) :

Elles sont données par les formules suivantes:

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (Hz).

$$f_{be} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (1.1)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure (Hz).

$$f_{bi} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (1.2)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (Hz).

$$f_b = \frac{D}{d} f_r [1 - (\frac{d}{D} \cos \alpha)^2] \quad (1.3)$$

- Fréquence d'un défaut de cage (Hz).

$$f_c = \frac{1}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos \alpha) \quad (1.4)$$

Ces fréquences peuvent être rencontrées pour un roulement en fonctionnement normal (du fait de la non linéarité de la raideur du contact sur un roulement en fonctionnement), mais surtout lors de l'apparition de défauts sur les éléments le constituant qui vont engendrer des impulsions produites à chaque fois qu'un élément roulant rencontre un écaillage sur son chemin [TAN97]. Les fréquences sont calculées sur l'hypothèse d'un roulement parfait, ce qui est rarement le cas car des phénomènes dynamiques peuvent engendrer un mouvement plus complexe des éléments. En effet, le comportement même des roulements, les micro-glissements, les variations instantanées de l'angle de contact peuvent se produire et donner naissance à un train d'impulsions quasi - périodiques [BRI99]. Cette quasi-périodicité affecte l'information relative à la périodicité de l'excitation engendrée par le défaut.

1.3. Détection d'un défaut dans les roulements.

La détection d'un défaut nécessite d'une part une prise de mesure vibratoire puis une exploitation du signal recueilli. Nous rappelons dans ce paragraphe l'essentiel de la démarche à suivre.

1.3.1. Paramétrage de l'échantillonnage

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants $t_i = t_0 + i\Delta t$, i étant un entier positif. La discrétisation d'un signal induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre des composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation (théorème de Shannon).

L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période

T_e . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à $f_e = \frac{1}{T_e}$ comme le montre la figure (1.2) :

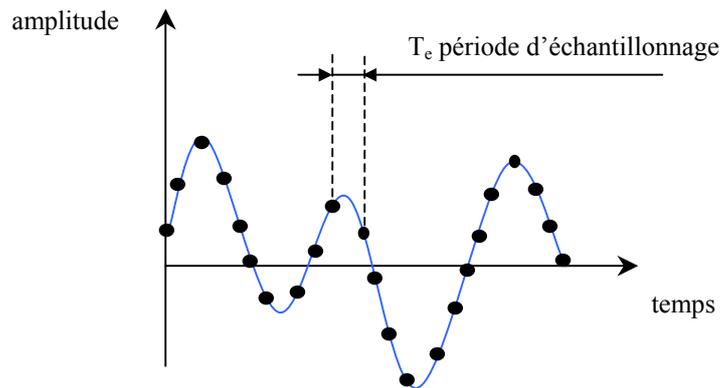


Figure (1.2) : discrétisation du signal.

L'application du théorème de Shannon permet d'éviter le recouvrement spectral mais pour cela il faut choisir $f_e \geq 2.f_{\max}$. En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est $f_e = 2.56 f_{\max}$.

Il est alors possible d'en déduire le temps d'acquisition : T_{acq} qui correspond à la durée d'observation du signal.

soit :

$$T_{\text{acq}} = N_e \cdot T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2,56 f_{\max}} \quad (1.5)$$

Où N_e est le nombre de points enregistrés ou nombre de lignes, T_e et f_e sont la période et la fréquence d'échantillonnage.

1.3.2. Résolution

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquences de travail [AFNO95]. Une résolution est satisfaisante lorsqu'elle permet de dissocier des fréquences voisines. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquences, du nombre de points N_e et du nombre de lignes de l'analyseur.

$$\Delta f = \frac{\text{fréquence pleine échelle}}{\text{nombre de lignes}} \quad (1.6)$$

avec :

$$\text{nombre de lignes} = \frac{N_e}{2,56} \quad (1.7)$$

autrement dit :

$$\Delta f = \frac{F_e}{N_e} = \frac{1}{N_e \cdot T_e} = \frac{1}{T_{acq}} \quad (1.8)$$

En général, pour séparer deux composantes dont l'espacement fréquentiel est de δf , une résolution de $r = \frac{\delta f}{4}$ est nécessaire. Une mauvaise résolution peut engendrer un mauvais diagnostic notamment si les pics des fréquences sont proches.

1.3.3. Les méthodes d'analyse

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils [TAN99]. Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

1.3.3.1. Les méthodes temporelles.

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

1.3.3.1.1. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square).

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien qu'il présente des inconvénients [PAC97]. Il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1.9)$$

où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en terme de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines.

1.3.3.1.2. Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles tels que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes [BOU98] du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement :

- le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace,

$$\text{Facteur crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (1.10)$$

- le facteur K, défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$\text{Facteur K} = \text{valeur crête} \cdot \text{valeur efficace} = \sup |x(n)| \cdot \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1.11)$$

Le facteur crête comporte l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'une dégradation apparaît alors que la valeur crête croît pendant que la valeur efficace reste à peu près constante. Si la détérioration du roulement croît, la valeur crête

augmentera jusqu'à une valeur asymptotique et la valeur efficace, quant à elle, augmentera à son tour, rendant le facteur crête sensiblement égal à sa valeur de départ (figure 1.3). Les états caractéristiques normaux ou anormaux qui peuvent se manifester sur des roulements peuvent être définis à partir de la valeur efficace de l'accélération et de la valeur crête de la vitesse [BAN85].

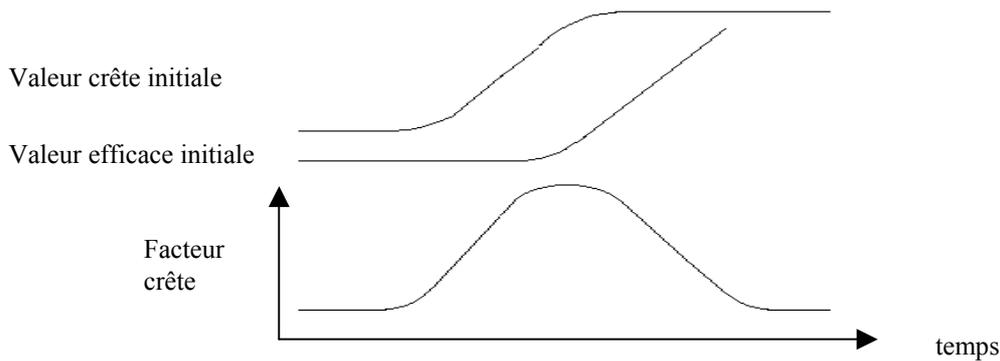


Figure (1.3) : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête.

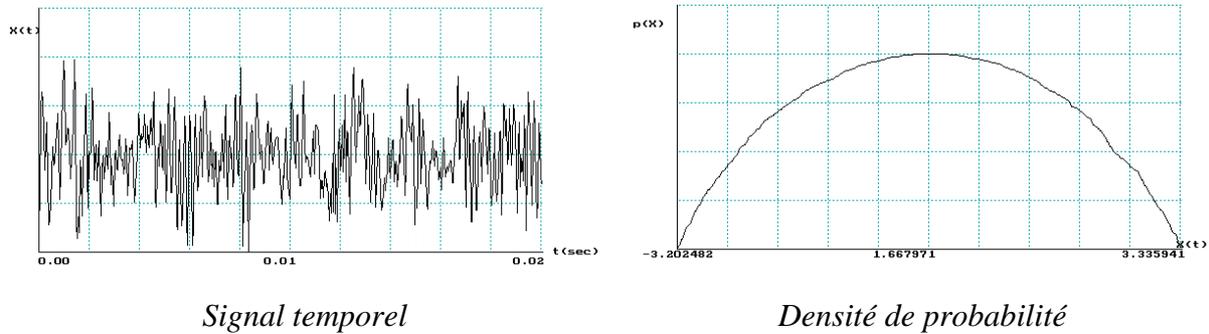
1.3.3.1.3. Le Kurtosis

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (Moment d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3 [MAR95]. L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (1.12)$$

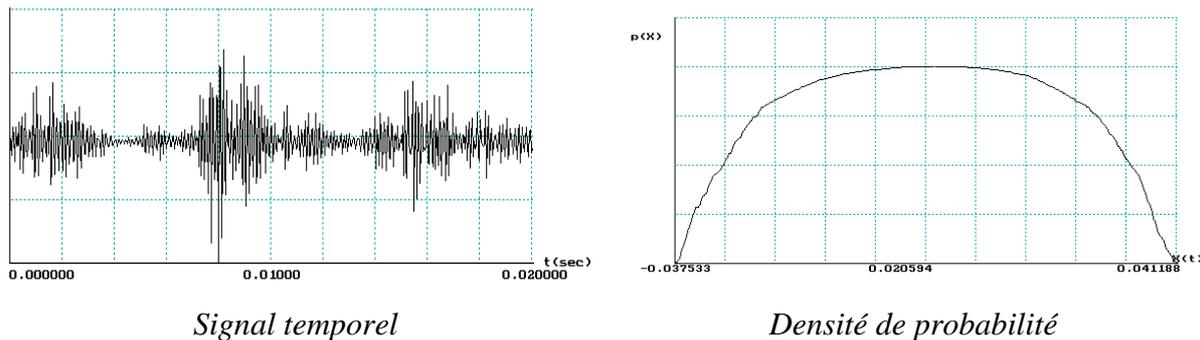
Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement. Les figures (1.4) et (1.5) illustrent le signal temporel et la densité de probabilité d'un roulement non dégradé et d'un roulement écaillé.



Figure(1.4) : signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé.

Kurtosis=2,95-Valeur RMS=1,16



Figure(1.5) : signal temporel et densité de probabilité d'un roulement écaillé.

Kurtosis=6,81-Valeur RMS=7,1

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs [DRO01], ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

1.3.3.2. Les méthodes fréquentielles.

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

1.3.3.2.1. L'analyse en fréquence.

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier (équation 1.13) qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation [DRO95]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) (équation 1.14) sur des signaux numérisés :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.13)$$

Où $X(f)$ est la transformée de Fourier, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (1.14)$$

Où $X(k\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide, t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles, N est le nombre d'échantillons prélevés.

Sur la figure (1-6) ci-dessous, il est possible de visualiser la transformée de Fourier de la somme de deux signaux sinusoïdaux de fréquences respectives 140 et 250 Hz. Elle présente un lobe principal par fréquence et plusieurs lobes secondaires.

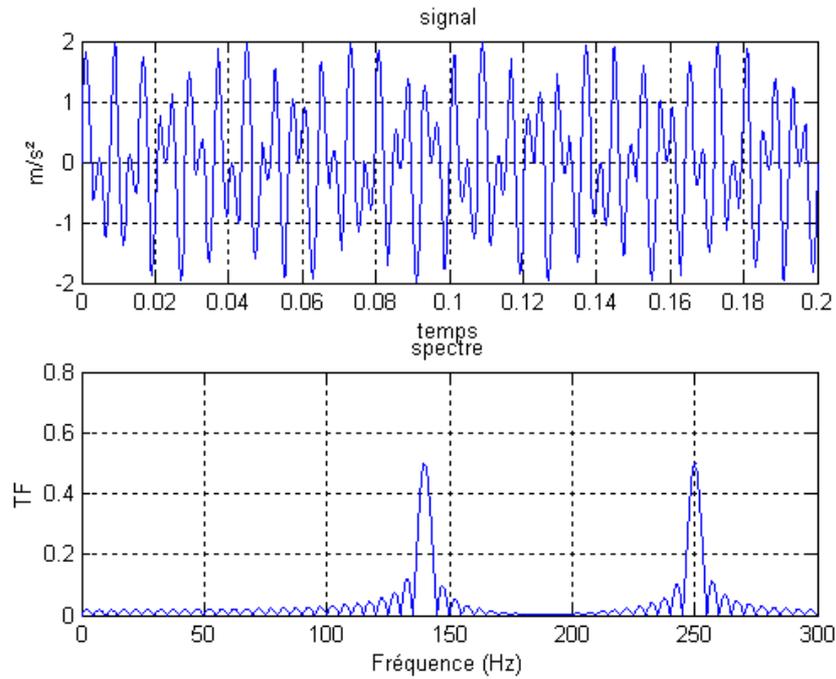


Figure (1.6) : transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes

La formule de Parseval (équation 1.15) $\sum_{n=-\infty}^{+\infty} |x(n)|^2 = \int_{-1/2}^{1/2} |X(f)|^2 df$ permet de rendre compte

du fait que, le premier membre étant par définition l'énergie temporelle du signal, $|X(f)|^2$ s'interprète comme la distribution de l'énergie le long de l'axe des fréquences. On appelle densité spectrale de puissance (DSP) ou spectre de puissance, le carré du module de la transformée de Fourier, rapportée au temps d'observation (équation 1.16). Elle présente l'avantage d'être corrélée à la sévérité d'un défaut [BIG95]. Elle est la représentation fréquentielle (spectre de puissance) la plus utilisée dans le diagnostic vibratoire des éléments des machines tournantes et en particulier des roulements [RAS95].

$$DSP(f) = \frac{|X(f)|^2}{d} \quad (1.16)$$

Où $DSP(f)$ est la densité spectrale de puissance, $X(f)$ est la transformée de Fourier du signal, d est la durée d'observation.

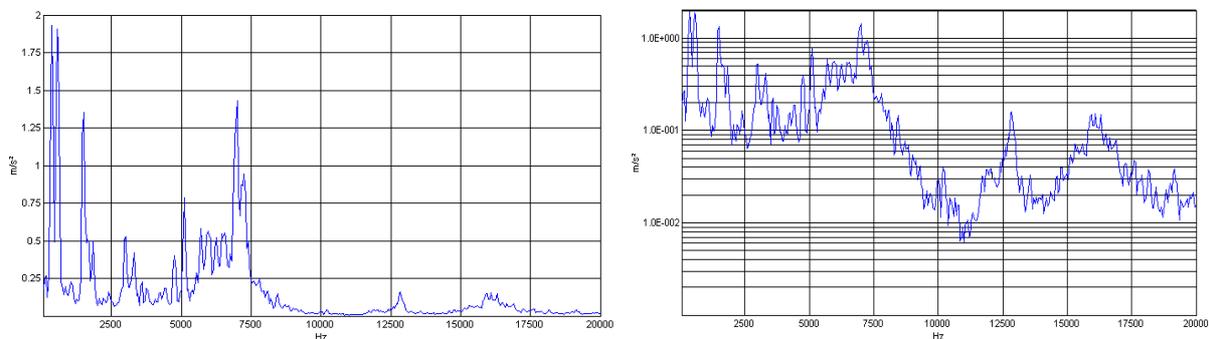
La mesure n'étant réalisée que sur un échantillon de signal de durée finie, la précision se trouve limitée. Le spectre est constitué de raies élargies, entourées de lobes latéraux. Il faut donc

nécessairement introduire une fenêtre de pondération pour réduire l'effet des ondulations dues à la troncature du signal [RAS95] (équation 1.17).

$$DSP_p(f) = \left| \frac{1}{N} \cdot \sum_{k=1}^N f(k) \cdot x(k) \cdot e^{-j2\pi fk} \right|^2 \quad (1.17)$$

Où $DSP_p(f)$ est la densité spectrale de puissance pondérée, $x(k)$ représente le signal discret à analyser, $f(k)$ la fenêtre de pondération, N le nombre d'échantillons prélevés dans le signal temporel.

Pour faciliter le diagnostic, on préfère souvent les échelles logarithmiques, ainsi les raies de « faible énergie » restent visibles et facilement interprétables. En effet, les fréquences caractéristiques des roulements peuvent se trouver noyées car certains mécanismes possèdent des composants mécaniques à plus forte densité énergétique, comme les engrenages par exemple [VEL93]. La figure (1.7) illustre la différence de représentation pour un spectre entre les échelles linéaire et logarithmique.



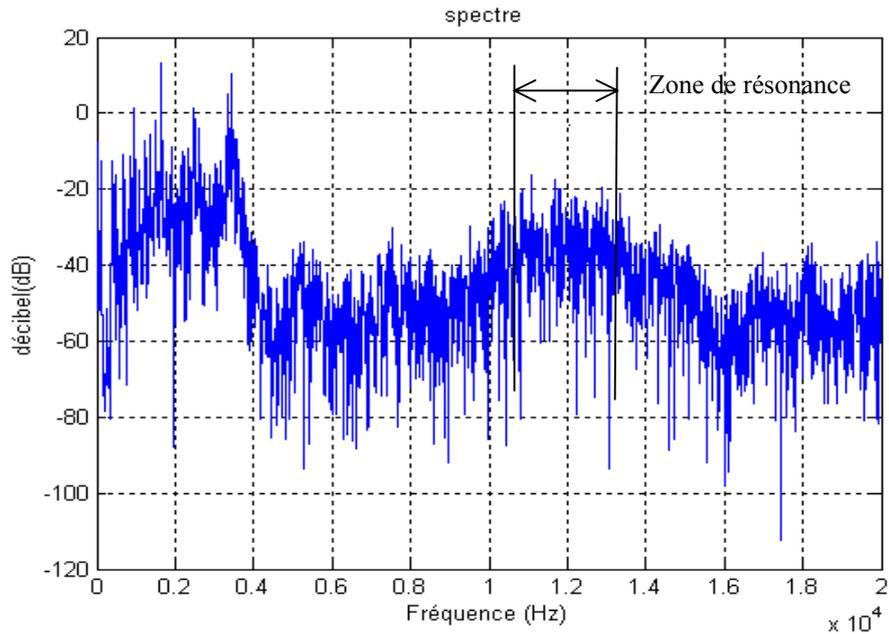
(a) : Echelle d'amplitude linéaire

(b) : Echelle d'amplitude logarithmique

Figure (1.7) : Représentation d'un spectre

1.3.4.2. L'analyse d'enveloppe.

L'analyse d'enveloppe (HFRT) est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure [MFA84b] [DAR92]. En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure (figure 1.8).



Figure(1.8) : densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. Ainsi, il devient alors possible d'extraire des informations basses fréquences difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence [BOL03b] comme le montre la figure (1.9) :

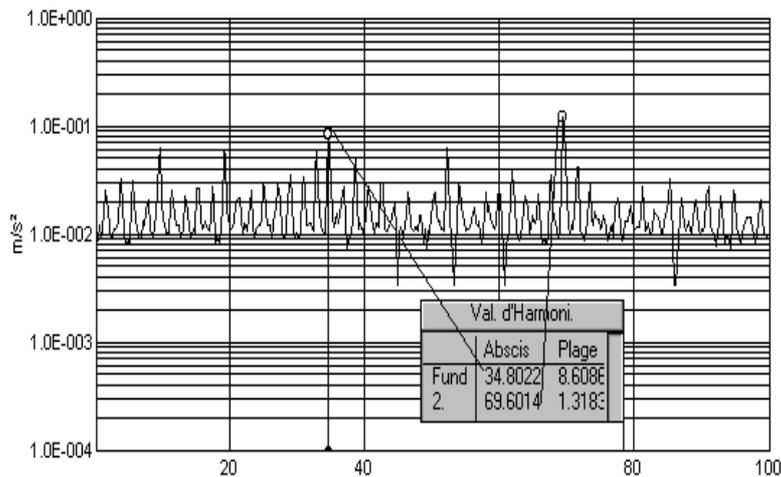


Figure (1.9) : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz.
Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz

1.3.3.2.3. Le cepstre

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [BOU98] :

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2 \quad (1.18)$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements. [COU02]

1.4. Surveillance vibratoire de l'évolution d'un défaut.

1.4.1. Le dépistage des défauts.

Pour éviter toute dégradation intempestive de la machine, il importe, dès l'apparition d'un défaut et le plus tôt possible, de programmer une intervention de maintenance. Cette démarche ne peut reposer que sur un choix d'indicateurs significatifs caractérisant la sévérité du défaut avec quantification d'un seuil limite admissible. En ce qui concerne les roulements, les indicateurs de dépistage favorisés sont la valeur efficace, les indicateurs crêtes ou encore le Kurtosis définis dans une bande de fréquences précise afin de minimiser l'effet de masque.

1.4.2. Le diagnostic des défauts.

Connaître l'existence d'un défaut n'est pas une fin en soi. Il importe également de déterminer la nature et la gravité du défaut. Etablir un diagnostic consiste donc à rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter la machine. Cette démarche est rendue possible en s'appuyant sur une analyse systématique du signal. L'analyse spectrale par transformée de Fourier, ainsi que les outils d'analyse qui lui sont associés, sont les

moyens les plus efficaces pour diagnostiquer un défaut dans un matériel de production [AUG01].

1.4.3. Suivi de l'évolution d'un défaut

Lorsque le défaut est détecté et la sévérité quantifiée, il faut suivre son évolution dans le temps. Ce suivi permet de modéliser son évolution et de définir une durée de vie résiduelle. [BOL02]

1.5. Les outils de l'analyse vibratoire.

1.5.1. La chaîne d'acquisition.

Cette chaîne de mesure est le maillon indispensable de l'analyse vibratoire pour l'acquisition des signaux à étudier. Le capteur d'accélération a pour rôle de transformer les vibrations mécaniques en signaux électriques. L'amplificateur va ensuite augmenter son intensité afin de pouvoir traiter le signal. Les limitations dans la plage de fréquences sont réalisées grâce à des filtres « passe haut » et « passe bas » comme le montre la figure (1.10).

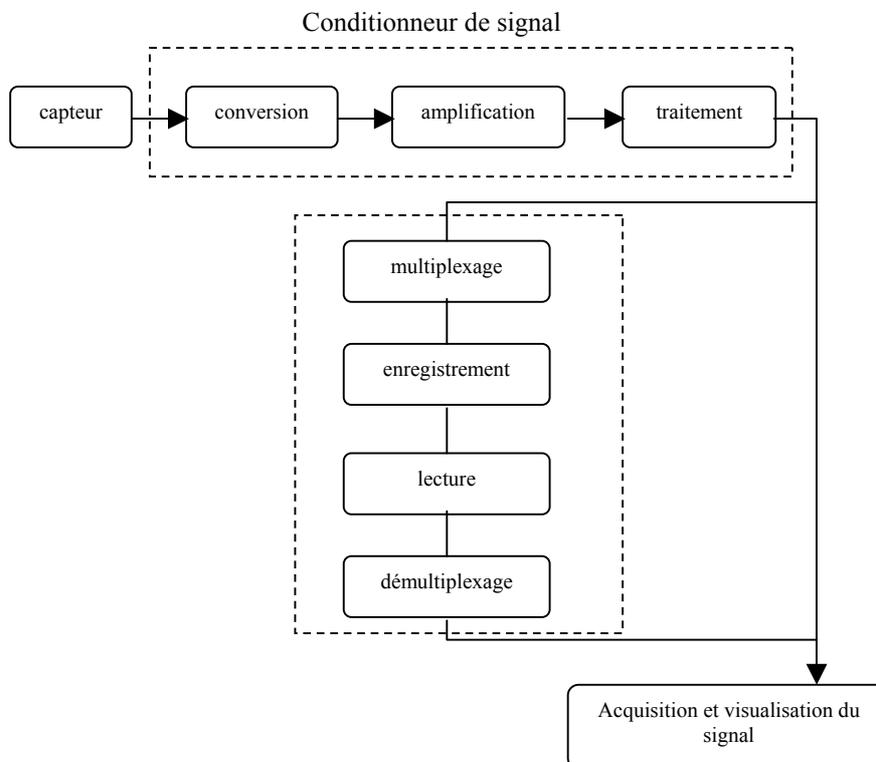


Figure (1.10) : Acquisition et visualisation du signal

1.5.2. Le capteur de vibrations.

Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (figure 1.11). Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.

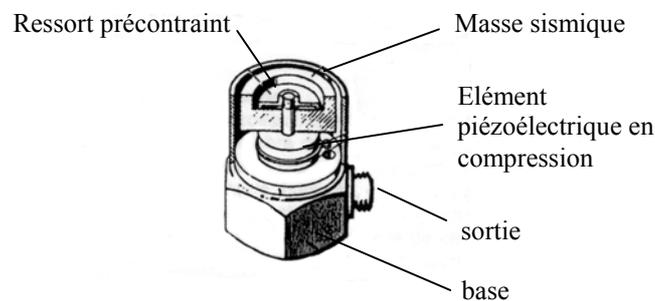


Figure (1.11) : accéléromètre piézoélectrique

La fixation du capteur sur la structure peut avoir une réelle influence sur la qualité du signal recueilli. Il peut être fixé de diverses façons sur la machine : vissé à même la structure, vissé sur une embase collée, magnétique pour les structures ferriques, ou accolé avec une pointe touche. Cette fixation joue un rôle important sur le résultat des mesures, et la largeur de bande peut s'en trouver affectée [COU02]. Afin que la reproductibilité et la fiabilité des mesures soient bonnes même en basses fréquences, il reste préférable d'utiliser des embases collées (cyanoacrylate de méthyle) [BOU95]. L'accéléromètre doit être placé en des endroits (pas toujours accessibles) de la structure où la mobilité est maximale pour la bande de fréquences étudiée [BOG00]. La tendance actuelle est toujours de placer le capteur au plus près du composant à suivre, ainsi en limitant les distances et les contacts, le signal s'en trouve moins perturbé.

1.5.3. Le matériel d'analyse.

L'analyseur de spectres « multivoies » est l'outil de base de traitement du signal à des fins de diagnostic. On trouve également d'autres types de matériel tels que les collecteurs de données qui sont dédiés à la surveillance des machines en milieu industriel. Ceci se justifie par

l'importance de l'analyse des mouvements de paliers et de leurs réponses impulsionnelles. [SIG01]. La représentation des déformées modales et des déformées en fonctionnement sont aussi un atout essentiel pour l'aide au diagnostic. La difficulté majeure réside dans le choix des outils à mettre en œuvre. Ils sont conditionnés par :

- la cinématique de la machine
- sa dynamique
- la structure même de la machine
- les niveaux de criticité de la machine

2. Comportement vibratoire des bâtis de machine.

L'établissement d'un diagnostic fiable n'est pas seulement conditionné par l'utilisation d'un matériel de mesure performant. Il passe également par la connaissance de la structure ou de la machine étudiée.

2.1. Les fonctions d'un bâti.

Le bâti constitue la structure porteuse de la machine dans laquelle figurent les différentes pièces reliées entre elles par des liaisons qui constitueront le mécanisme et qui participeront à la transmission de la puissance. De ce fait, il doit satisfaire les fonctions suivantes [BOU01]:

- **fonction résistance** : le carter est soumis à des actions mécaniques intérieures et extérieures. Il doit donc non seulement résister physiquement aux actions de liaison, mais aussi avoir des caractéristiques vibratoires et dynamiques bien déterminées.

- **fonction montage** : dont le rôle sera de permettre le montage et démontage des pièces qui le constituent. A ce titre, le bâti pourra être constitué de sous-ensembles compatibles entre eux du point de vue de l'assemblage.

- **fonction géométrie** : les pièces, qui vont constituer le mécanisme, devront avoir une topologie compatible avec le bâti d'un point de vue dynamique, et ce, dans le but d'assurer la continuité de la chaîne cinématique.

2.2. Dynamique des structures linéaires

2.2.1. Mise en équations

L'équation de l'élasticité en dynamique s'écrit :

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i = \rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \text{ et } \begin{cases} \text{Conditions Initiales} \\ \text{Conditions Limites} \end{cases} \quad (1.19)$$

Où σ_{ij} est le tenseur des contraintes, ρ la densité volumique du milieu et u_i le déplacement dans la direction i .

Le principe de Halmiton pour les systèmes conservatifs s'énonce : « Le mouvement d'un système élastique non conservatif entre deux instants t_1 et t_2 s'effectue de telle sorte que la

fonctionnelle $\int_{t_1}^{t_2} (T - V) dt + \int_{t_1}^{t_2} W^* dt$ soit stationnaire » .

Où T est l'énergie cinétique, W^* travail des forces non conservatives, $V=U-T$ l'énergie potentielle totale, U l'énergie de déformation et T le travail des forces extérieures appliquées.

L'énergie cinétique s'écrit :

$$T = \frac{1}{2} \int_v \rho V^2 dv = \frac{1}{2} \int_v \rho^t \dot{u} \cdot \dot{u} dt \quad (1.20)$$

L'énergie de déformation s'écrit :

$$U = \int_v w(\varepsilon) dv = \frac{1}{2} \int_v \sigma \cdot \varepsilon dv \quad (1.21)$$

Où σ et ε sont les tenseurs des contraintes et des déformations.

L'énergie potentielle totale s'écrit :

$$F = \int_v {}^t F \cdot u dv + \int_S {}^t P \cdot u dS \quad (1.22)$$

Où ${}^t F$ et ${}^t p$ sont les forces de volume et de surface et u le champ de déplacement

Le travail des forces non conservatives peut s'écrire :

$$W^* = \int_v w^* dv \quad (1.23)$$

En général, mise à part quelques structures géométriquement simples, il n'existe pas de solutions analytiques des équations aux dérivées partielles. Cette résolution est rendue possible par la discrétisation du volume V en éléments finis de volumes élémentaires V^e . Le volume élémentaire V^e est une partition de V déduite du maillage. Si on note q^e le vecteur déplacements nodaux de l'élément V^e , il est possible d'écrire les déformations et les

contraintes pour chaque élément en fonction des déplacements nodaux. Finalement, au niveau élémentaire, on obtient :

$$T^e = \frac{1}{2} \dot{q}^e M^e \dot{q}^e \text{ avec } M^e \text{ matrice des masses cohérentes} \quad (1.24)$$

$$U^e = \frac{1}{2} \dot{q}^e K^e \dot{q}^e \text{ avec } K^e \text{ matrice de rigidité de l'élément} \quad (1.25)$$

$$W^{*e} = \frac{1}{2} \dot{q}^e C^{*e} \dot{q}^e \text{ avec } C^{*e} \text{ matrice de dissipation visqueuse} \quad (1.26)$$

Pour l'ensemble de la structure, les équations de Lagrange s'écrivent :

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) \quad (1.27)$$

Où M, K et C sont respectivement les matrices de masse, de raideur et d'amortissement de la structure, q le vecteur des déplacements inconnus fonction du temps de la structure (degré de liberté) et F le vecteur des chargements extérieurs connus fonction du temps de la structure.

L'analyse dynamique linéaire permet donc de déterminer les déplacements, contraintes, vitesses et accélérations en fonction du temps pour une structure sollicitée dynamiquement.

2.2.2. Calcul de la réponse dynamique

La recherche des solutions de l'équation générale (1.27) nécessite au préalable la recherche des modes propres de vibration de la structure. Ces modes sont les N solutions du système :

$$(K - \lambda M)x = 0 \quad (1.28)$$

où $\lambda_k = \omega_k^2$ est le carré de la pulsation propre et x_k est le vecteur propre associé.

De nombreux algorithmes existent pour déterminer les valeurs et vecteurs propres d'un tel problème élastique [IMB91].

La connaissance des modes propres permet alors de calculer la réponse dynamique de la structure. Nous présentons ici quelques principes de résolution de cette équation et ce suivant la nature de l'espace de projection [PIR03].

2.2.2.1. Recherche des solutions de $M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t)$.

2.2.2.1.1. Résolution par la méthode de superposition modale

Cette méthode est intéressante car elle permet la prise en compte des amortissements définis approximativement (de 1 à 5 %) et leurs réajustements à posteriori par identification des résultats de mesure dynamique. Elle s'applique particulièrement bien aux structures faiblement amorties telles que les bâtis de machine. Dans la suite, les amortissements seront considérés visqueux, c'est à dire proportionnels à la vitesse. Cette méthode consiste à résoudre l'équation (1.27) dans la base modale ou dans une base modale tronquée. Ce changement de base permet d'écrire le nouveau système :

$$m\ddot{\eta}(t) + c\dot{\eta}(t) + k\eta(t) = \varphi^t F(t) = f(t) \quad (1.29)$$

où m représente la matrice diagonale des masses généralisées, c la matrice d'amortissement modale généralement pleine, k la matrice diagonale des rigidités généralisées, $f(t)$ le vecteur des forces nodales

A ce stade, le système d'équations est généralement couplé par les termes non diagonaux de la matrice d'amortissement. Pour découpler ce système, il est nécessaire de faire des hypothèses supplémentaires :

- hypothèse d'amortissement proportionnel de **Rayleigh** :

$$c = a m + b k \quad (1.30)$$

Cette loi présente l'intérêt d'être simple mais non représentative pour des structures complexes.

- Hypothèse de **Basile** :

Cette hypothèse permet de retenir les termes d'amortissement diagonaux de la matrice d'amortissement. Elle est validée si la séparation des modes en fréquence est satisfaisante.

$$\ddot{\eta}_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{\eta}_i(t) + \omega_i^2 \eta_i(t) = \frac{f_i(t)}{m_i} \quad (1.31)$$

Les pulsations du système amorti sont peu différentes du système non amorti :

$$\omega_i^{amorti} = \omega_i^{nonamorti} \sqrt{1 - \zeta_i^2} \quad (1.32)$$

2.2.2.1.2. Résolution par projection dans l'espace d'état

Cette analyse dans l'espace d'état est très utilisée dans la mise au point des méthodes expérimentales d'identification de structures par excitation non appropriée. Le système suivant régit le comportement dynamique de la structure : $M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = f(t)$ peut s'écrire sous forme d'un système d'équations du premier ordre condensé :

$$A\dot{r}(t) + Br(t) = F(t) \quad (1.33)$$

avec

$$A = \begin{pmatrix} C & M \\ M & 0 \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{pmatrix} \quad F(t) = \begin{pmatrix} f(t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad r(t) = \begin{pmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{pmatrix}$$

La solution est cherchée sous la forme :

$$r(t) = \begin{pmatrix} q(t) \\ \dot{q}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r e^{st} \\ rs e^{st} \end{pmatrix} \quad (1.34)$$

la solution sans second membre nous conduit aux problèmes aux $2N$ valeurs propres complexes conjuguées suivantes :

$$s_k = -\omega_k \pm j\omega_k \sqrt{1 - \zeta_k^2} \quad (1.35)$$

avec ζ_k coefficient d'amortissement et ω_k fréquence propre du système conservatif.

Il en résulte $2N$ vecteurs propres complexes conjugués associés :

$$Y_k = \begin{pmatrix} y_k \\ y_k s_k \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad \bar{Y}_k = \begin{pmatrix} \bar{y}_k \\ \bar{y}_k \bar{s}_k \end{pmatrix} \quad (1.36)$$

Dans le cas d'une excitation harmonique à la pulsation ω , $f(t) = f_0 e^{i\omega t}$, le vecteur d'état se décompose en série de modes propres comme le montre la relation suivante :

$$r(t) = \sum_{k=1}^{2n} \eta_k(t) y_k \quad (1.37)$$

et la solution non homogène harmonique se note :

$$r(t) = \sum_{j=1}^n \left(\frac{y_j y_j^T}{\alpha_j + i(\omega + \omega_j)} \right) f_0 e^{i\omega t} + \sum_{j=1}^n \left(\frac{\bar{y}_j \bar{y}_j^T}{\alpha_j - i(\omega + \omega_j)} \right) f_0 e^{i\omega t} \quad (1.38)$$

Cette forme est appelée forme fractionnelle partielle ; elle montre que l'on peut écrire la réponse du système sur la base des vecteurs propres complexes et cela quelque soit l'allure de la matrice d'amortissement. C'est à partir de cette réponse que se fera l'identification modale.

2.2.3. Propagation d'ondes ou vibrations structurales

Dans les structures, la propagation des ondes, si on désire les suivre, est un phénomène complexe : elle se propagent, tout en s'amortissant, se réfléchissent, s'interfèrent, se réfractent aux contacts. Cependant, les phénomènes élasto-dynamiques sont toujours solutions de l'équation de l'élasticité. Lorsque la structure est soumise à une excitation, il est nécessaire de distinguer la réponse transitoire de la réponse permanente. Les ondes se propagent à la vitesse de propagation dans le milieu. En régime permanent, elles deviennent stationnaires. Le phénomène vibratoire est alors le suivant : la structure présente un mode propre dès que l'onde vibratoire peut se réfléchir sur ses bords sans changement de phase.

Dans [GRA91], la propagation des ondes dans ces milieux est traitée et visualisée : une charge explosive est placée sur une plaque d'un milieu biréfringent et grâce à une lumière polarisée, le phénomène de vibration est rendu visible par l'utilisation d'une camera haute-performance.

Dans [LAN90], la durée du choc est calculée entre deux sphères s'entrechoquant, en raisonnant en quasi-statique, c'est à dire en négligeant les vibrations élastiques de la boule qui prennent naissance suite à la collision. Pour qu'une telle abstraction soit justifiée, il est nécessaire que la vitesse relative entre les boules soit suffisamment petite devant la vitesse du son dans les matériaux. En effet, le problème peut être complexe, du fait des quantités de matière en mouvement à l'intérieur même des boules. Ces mouvements font varier la pression entre les sphères pendant le contact. On peut alors mesurer toute la difficulté de modélisation des vibrations dans les structures en général.

2.3. Analyse modale expérimentale

L'analyse modale expérimentale a pour but de déterminer les caractéristiques modales d'une structure à partir de donnée mesurées lors d'essais dynamiques. A l'issue de cette analyse, on

dispose des modes propres dans la bande de fréquences d'analyse, de la pulsation propre complexe, du vecteur propre associé (déformée propre), et des amortissements modaux ou de la matrice d'amortissement avec ses termes éventuellement non diagonaux [EWI00].

2.3.1. Fonctions de transfert

Les outils décrits dans cette partie vont nous permettre d'identifier les caractéristiques physiques des structures à surveiller dans le but de prévenir des défauts, mais aussi de modifier éventuellement la structure des machines, en y appliquant des raidisseurs ou en assouplissant certaines parties.

La propagation des vibrations d'une partie de la structure entre la source d'excitation et le point de mesure, peut être caractérisée par une fonction de transfert dont les dénominations normalisées [ISO 7626] sont rappelées dans le tableau ci-dessous :

Relation	$\frac{x}{f} = \frac{\text{déplacement}}{\text{force}}$	$\frac{f}{x} = \frac{\text{force}}{\text{déplacement}}$	$\frac{v}{f} = \frac{\text{vitesse}}{\text{force}}$	$\frac{f}{v} = \frac{\text{force}}{\text{vitesse}}$	$\frac{\gamma}{f} = \frac{\text{accélération}}{\text{force}}$	$\frac{f}{\gamma} = \frac{\text{force}}{\text{accélération}}$
Dénomination	Compliance	Raideur dynamique	Mobilité	Impédance	Accélérance	Masse dynamique

Tableau 1.1 : Dénomination normalisée

S'il y a plusieurs sources et points de mesure, on parlera d'un modèle MIMO (Multi Input Multi Output) qui sera caractérisé par une matrice de transfert. Cette matrice de transfert est pleine et complexe et caractérisera la dénomination de la structure. Supposons que la structure étudiée soit instrumentée de c capteurs, de e excitateurs, et qu'on lui applique successivement e configurations de forces F_i linéairement indépendantes de la pulsation ω , alors, si on note Y_i les pulsations correspondantes, nous obtenons :

$$Y(\omega) = H(\omega)F(\omega) \tag{1.39}$$

Où $H(\omega)$ est la matrice des fonctions de transfert de dimension $e \times c$, $Y(\omega)$ est le vecteur des réponses de dimension $c \times 1$, $F(\omega)$ est le vecteur excitation de dimension $e \times 1$.

Ce qui peut s'écrire sous la forme :

$$H(\omega) = \frac{Y(\omega)' X(\omega)}{X(\omega)' X(\omega)} \quad (1.40)$$

La figure (1.12) ci-dessous représente une fonction de transfert où il est possible de distinguer principalement quatre régions :

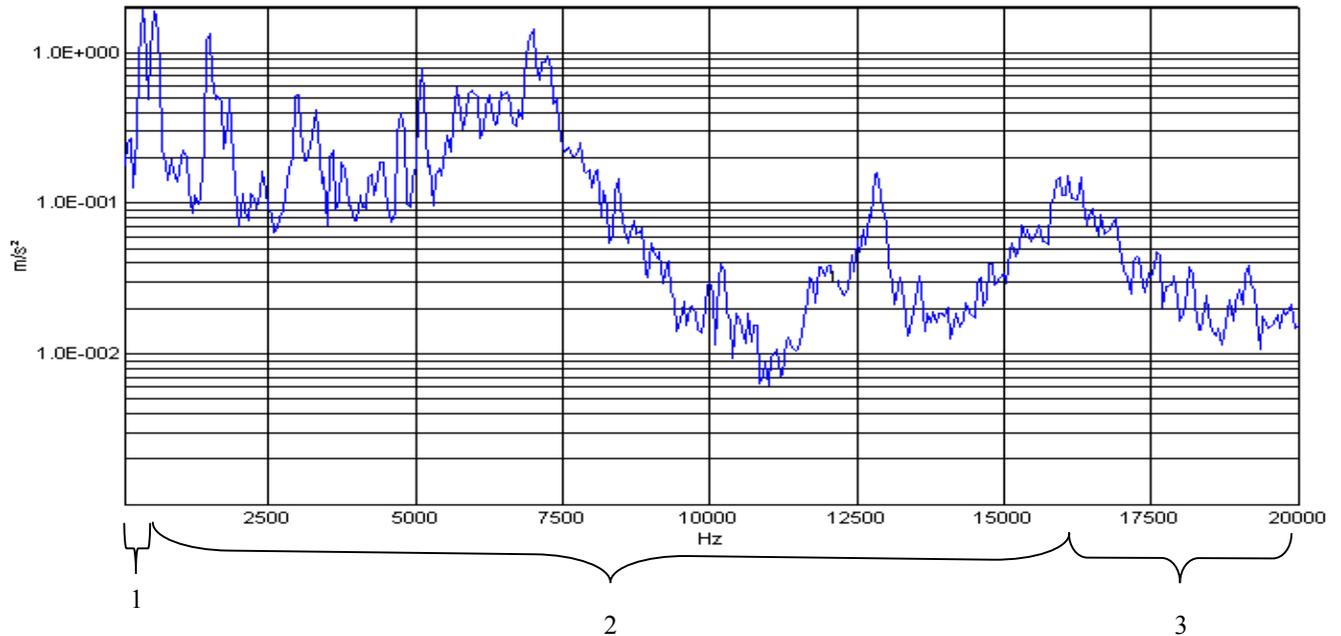


Figure (1.12) : Spectre dans la bande 0-20 kHz.

Région 1 : Cas quasi-statique. Dans cette région, la structure a un comportement en masse ou en raideur, suivant les conditions aux limites de la structure (respectivement libre et rigide).

Région 2 : La structure a ici un comportement modal, ses modes sont bien séparés. C'est la région où on visualise les modes basses fréquences, ceux qui sont caractéristiques des défauts dans les paliers à roulement. Pour une large partie de ce travail, elle sera notre zone d'étude.

Région 3 : Le comportement modal est diffus : les raies ne sont pas aussi distinctes que celles de la région 2.

2.3.2. Matériel d'analyse et d'essai.

Une surveillance fiable ne peut être obtenue que si d'une part le matériel de mesure est en adéquation avec les caractéristiques vibratoires fournies par les machines et si d'autre part les

données le sont avec les outils de post-traitement qui doivent en faciliter le diagnostic [SIG01]. Il est indispensable de posséder un matériel d'analyse des vibrations qui peut être constituée des éléments suivants : en plus de la structure à étudier, des capteurs, conditionneur, pot vibrant ou marteau d'impact, analyseur et programme d'analyse modale, sont nécessaires, comme le montre la figure (1.13) ci-dessous :

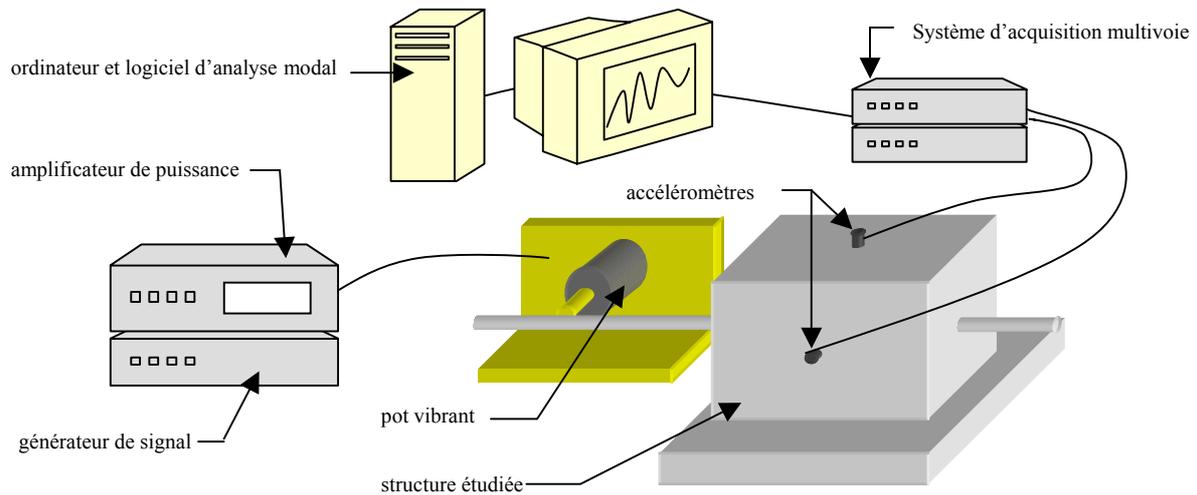


Figure (1.13) : Chaîne d'acquisition

Les capteurs doivent être placés sur un certain nombre de points choisis judicieusement, c'est à dire le plus proche possible des sources de vibrations si celles-ci sont connues et si la structure le permet.

2.3.3. Exploitation et validation des résultats.

2.3.3.1. Comparaison calculs-essais.

La comparaison entre les calculs et les mesures peut se faire en calculant la distance entre les résultats numériques et expérimentaux. Elle peut porter sur les fonctions de transfert et, ou les fréquences et modes propres et, ou les matrices de raideurs et d'amortissements. Cette distance peut être minimisée en procédant à un recalage du modèle. Certains termes des matrices de masse, amortissement et raideur peuvent être modifiés, ainsi, les résultats des prévisions issues du modèle coïncident au mieux avec les résultats expérimentaux. Le modèle pourra être considéré comme prédictif au voisinage de la configuration étudiée. Beaucoup d'articles présentent des méthodes de recalage [BAL97], [PIR94]. L'organigramme de recalage illustré à la figure (1.14) repose sur les fréquences et modes propres :

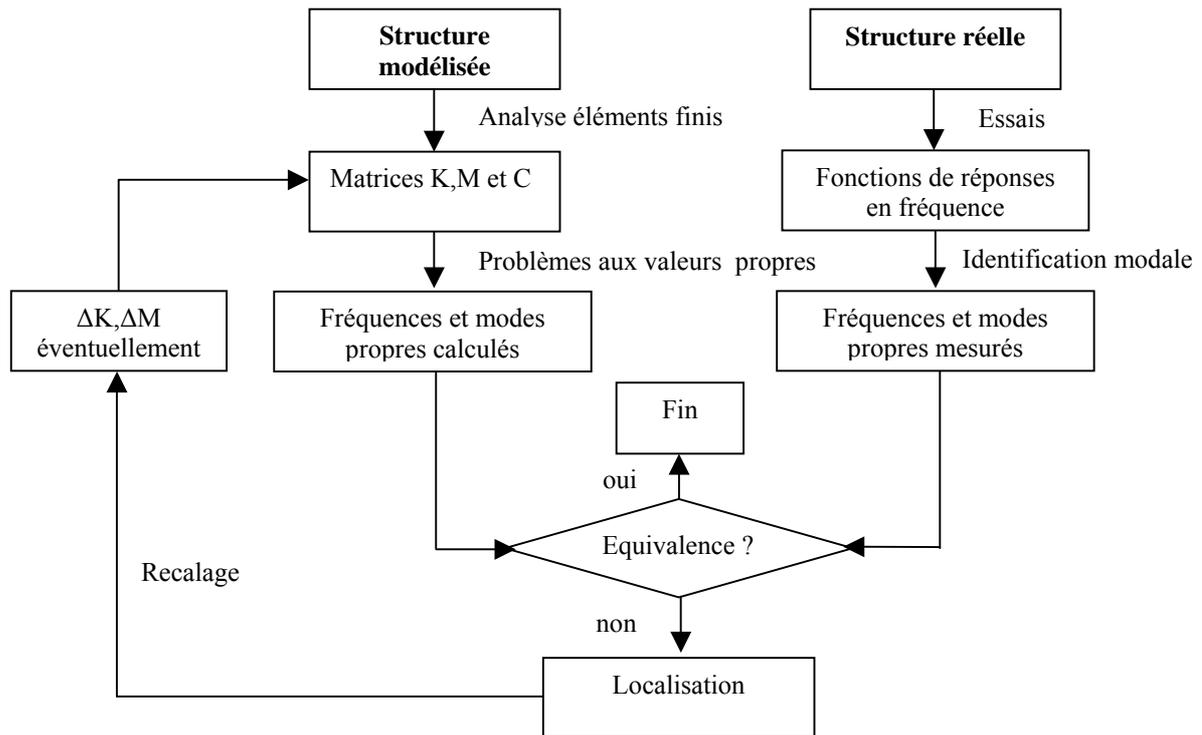


Figure (1.14) : Principe du recalage

L'exploitation du modèle recalé permet le développement d'un nouveau produit basé sur l'ancien, de prendre en compte l'aspect dynamique de la structure modifiée et l'optimisation de la structure car il est préférable de partir d'une structure qui a été testée dynamiquement.

3. Conclusion du chapitre 1 :

Ce chapitre rappelle les principes de base de l'analyse vibratoire appliquée à la maintenance conditionnelle, les notions de base de dynamique appliquée aux milieux continus. Leurs applications à des systèmes réels sont brièvement exposées.

Il apparaît que le problème de la position des capteurs pour la détection est un problème récurrent. Dans la bibliographie, peu de travaux abordent les problèmes concernant le suivi d'endommagement en des points autres que sur le composant défectueux lui-même. Le point de mesure à privilégier reste celui qui se situe au plus près de la source, soit pour un roulement, sur le palier. Cependant, sur la plupart des machines, ces zones de mesures ne sont pas systématiquement accessibles. Il convient donc de rechercher des points de mesure situés en d'autres lieux (par exemple le carter) permettant de détecter et de suivre au mieux les défauts de roulement.

CHAPITRE II

CALCUL DE LA REPONSE DYNAMIQUE D'UN BATI EXCITE PAR UN DEFAUT APPARAISSANT AU SEIN D'UN ROULEMENT

Un des objectifs de notre travail est de proposer une démarche visant à déterminer les zones de mesure idéales du point de vue de la maintenance conditionnelle.

En tout premier lieu, cette démarche nécessite la modélisation numérique de la structure (méthode des éléments finis) et notamment celle des éléments de liaison entre les parties tournantes et le bâti. Un soin particulier doit être apporté à la modélisation des roulements car il est un lieu de passage des vibrations entre les parties tournantes et non tournantes [BOG99], son influence est donc prépondérante sur le comportement vibratoire de la structure, et ce d'autant plus qu'il est lui même source de vibration [LIM90].

Dans un second temps, les modes de vibration libre de la structure globale doivent être déterminés.

Ces modes de vibration sont dans un dernier temps utilisés pour calculer la réponse dynamique de l'ensemble de la structure excitée par des signaux caractéristiques de l'apparition de défauts au sein du ou des roulements.

Dans ce chapitre, nous allons d'abord rappeler les principaux modèles proposés dans la littérature afin d'intégrer le comportement fortement non linéaire des roulements à billes. Ces non-linéarités, qui sont engendrées par les contacts éléments roulants / bagues, sont supposées suivre la théorie de Hertz [HARR91]. Nous aborderons ensuite les différentes étapes qui sont nécessaires à la recherche des zones de mesure optimales en maintenance conditionnelle.

1. Modèles de roulement

1.1. Modèle de Palmgren

La théorie des contacts de Hertz [HER82] (cf. annexe B) a permis à Palmgren [PAL59] d'établir des modèles analytiques du comportement d'un point de vue « force-déplacement » d'un roulement chargé axialement et/ou radialement. Le principal intérêt de l'approche de Palmgren est d'estimer les déflexions radiales et axiales (figure 2.1) entre les deux bagues du roulement [AUB92]. Concernant notre étude, ce modèle s'avère intéressant car nos roulements sont chargés uniquement radialement. Il permet dans un premier temps de faire une approximation du comportement dynamique de notre roulement. Ce modèle repose sur les hypothèses suivantes :

- déformations structurales des bagues et bâti négligés
- petits déplacements
- forces d'inertie négligées
- pas de rotation de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure

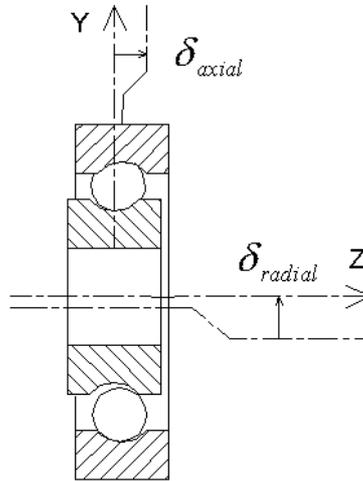


Figure (2.1) :Bases de calcul et déplacement radial et axial d'une bague par rapport à l'autre

Le roulement est soumis à un déplacement tel que :

$$\vec{\delta} = \delta_{radial} \vec{Y} + \delta_{axial} \vec{Z} \quad (2.1)$$

Où δ_{radial} et δ_{axial} sont les déplacements radial et axial d'un bague par rapport à l'autre.

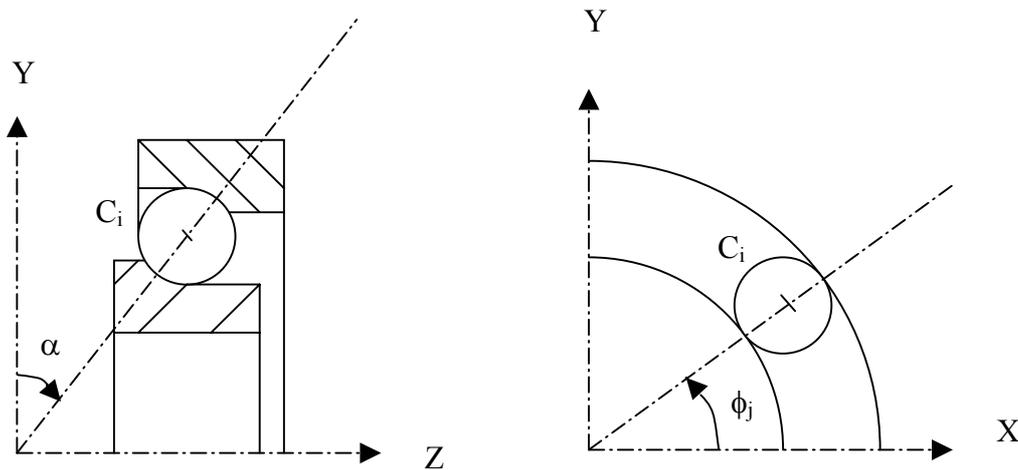


Figure (2.2) :Bases de calcul

Comme le montre la figure (2.2), le déplacement local au niveau de la bille j s'exprime alors par :

$$\delta_j = \delta_{axial} \sin(\alpha) + \delta_{radial} \cos(\alpha) \cos(\phi_j) \quad (2.2)$$

La théorie de Hertz permet d'établir la relation force-déplacement au niveau du contact bille-bague :

$$F_j = K \delta_j^{3/2} \quad (2.3)$$

Où l'exposant n vaut 3/2 pour un roulement à billes, et K est une constante liée à la géométrie du roulement et F l'effort appliqué à la j^{ème} bille.

La connaissance de cette relation qui modélise le comportement local des contacts en jeu permet d'étudier l'équilibre global de la bague intérieure du roulement. En sommant sur l'ensemble des billes, les efforts sur le roulement s'écrivent :

$$\begin{cases} F_{axial} = \sum_{j=1}^z F_j \sin(\alpha) \\ F_{radial} = \sum_{j=1}^z F_j \cos(\alpha) \cos(\phi_j) \end{cases} \quad (2.4)$$

où z est le nombre de billes, α l'angle de contact et ϕ_j l'angle que fait la bille avec l'axe de référence.

Chaque bille est soumise à un effort de compression F_j avec, d'une part, la bague extérieure et, d'autre part, la bague intérieure. En raisonnant au niveau de chaque bille, il est possible de déterminer la rigidité radiale du contact:

$$\begin{cases} F_j = K_{b1} \delta_1^{3/2} \\ F_j = K_{b2} \delta_2^{3/2} \end{cases} \quad (2.5)$$

Avec δ_1 et δ_2 les déplacements partiels au niveau de chacune des bagues.

L'écrasement total sur la bille j peut s'exprimer par :

$$\delta_j = \delta_1 + \delta_2 \quad (2.6)$$

De ce fait, δ_j peut s'écrire :

$$\delta_j = \left(\frac{1}{K_{b1}^{2/3}} + \frac{1}{K_{b2}^{2/3}} \right) F_j^{2/3} \quad (2.7)$$

Ce qui conduit à la relation :

$$F_j = \frac{1}{\left(\frac{1}{K_{b1}^{2/3}} + \frac{1}{K_{b2}^{2/3}}\right)^{3/2}} \cdot \delta_j^{3/2} \quad (2.8)$$

La rigidité axiale de chaque bille s'écrit :

$$K_b = \frac{K_{b1} \cdot K_{b2}}{\left(K_{b1}^{2/3} + K_{b2}^{2/3}\right)^{3/2}} \quad (2.9)$$

Il est important de remarquer que le roulement n'a pas, en raideur, un comportement isotrope. La raideur au niveau de chaque bille est fonction de la position angulaire de la bille de référence par rapport à la bague fixe. Ceci est mis en évidence sur les figures (2.3) a et b, où, à partir du modèle ci-dessus exposé, l'angle de la bille de référence varie à l'intérieur de deux pas successifs :

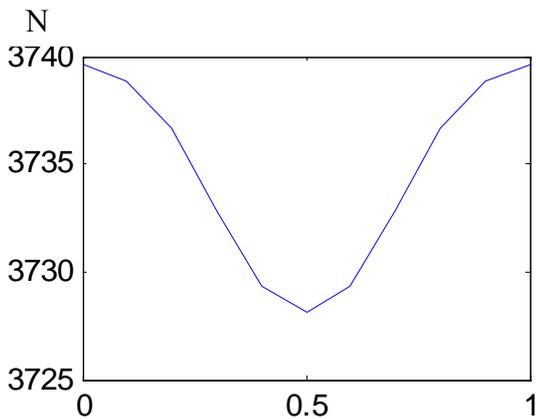


Figure (2.3a) : Variation de F_{radial} sur un pas

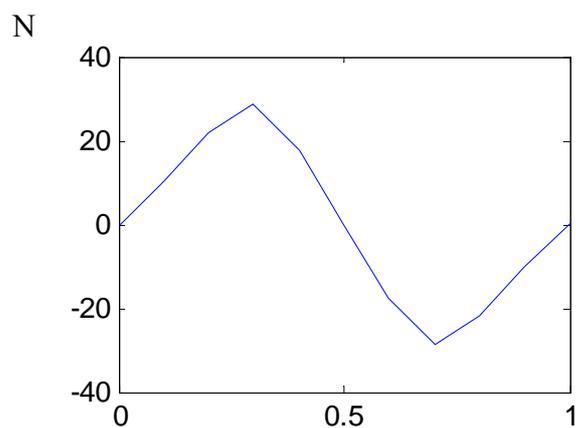


Figure (2.3b) : Variation de F_{axial} sur un pas

Ainsi, un roulement en bon état de fonctionnement transmet des vibrations dues à la variation de sa rigidité. Dans [Bri99], les vibrations des roulements sont surtout dues au désalignement des arbres, au type de lubrifiant et aux instabilités de cages. Mais la contribution de tous ces défauts peut être assimilée à un bruit devant des défauts de type engrènement.

1.2. Modèle de De Mul

Plus récemment, d'autres modèles plus adaptés au formalisme « éléments finis » ont été développés. Lim [LIM 90] a proposé un modèle plus général qui permet de déterminer la matrice de raideur tangente globale (5 x 5) d'un roulement à billes. Bien sûr, le seul degré de liberté non pris en compte dans cette approche est celui qui correspond à la rotation autour de l'axe du roulement. Cette approche s'appuie sur la recherche de l'équilibre de la bague

intérieure du roulement lorsqu'elle est soumise à une sollicitation extérieure pouvant comporter une force spatiale et un moment situé dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation du roulement. Bien que très intéressante, l'utilisation de cette approche ne satisfait pas tous nos besoins car elle s'appuie sur une démarche semi-analytique pour traiter le problème d'équilibre.

A la même période, De Mul [DEM89] a proposé une approche similaire à la précédente mais basée sur une description vectorielle et un formalisme matriciel, ce qui est beaucoup plus adapté à notre démarche. Comme pour Lim, dans ce modèle, les forces induites sur chaque bille sont dues à la charge extérieure appliquée sur l'arbre. Il permet ainsi de déterminer la répartition des charges, les déplacements et les angles de contact des éléments roulants. Ce modèle se généralise très bien à d'autres types de roulements (rouleaux, ...). Il permet la prise en compte des moments gyroscopiques, des forces centrifuges [DEB04b].

Les hypothèses de travail supposent que :

- la bague extérieure est fixe dans l'espace
- les bagues sont supposées indéformables
- les effets hydrodynamiques sont négligés (absence de lubrification)
- les interactions dues à la cage ne sont pas prises en compte
- les effets gyroscopiques sont négligés (la vitesse de rotation de l'arbre est faible)

Comme l'illustre la figure (2.4), le modèle s'appuie sur l'utilisation d'un repère cartésien B_0 (X, Y, Z) et d'un repère cylindrique B_1 (r, t, Z).

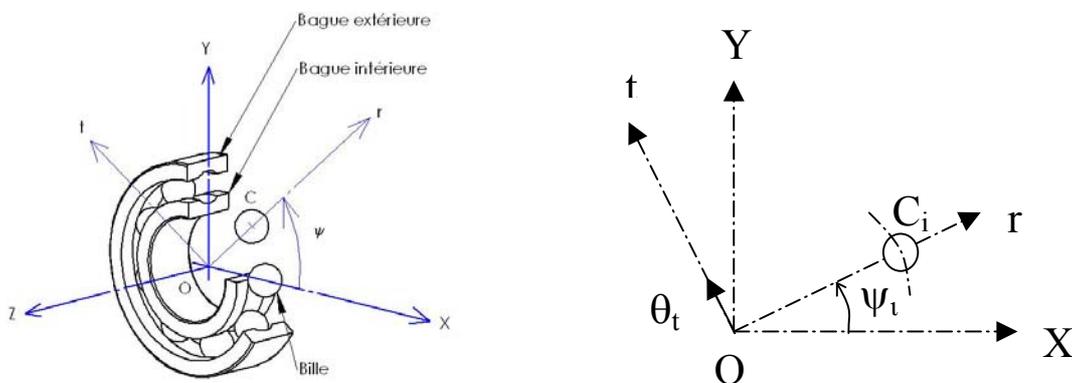


Figure (2.4) : Repères de référence du roulement à billes

C_i est le centre de la bille i , I est le centre de courbure de la bague intérieure et E celui de la bague extérieure dans le plan radial (figure 2.5) :

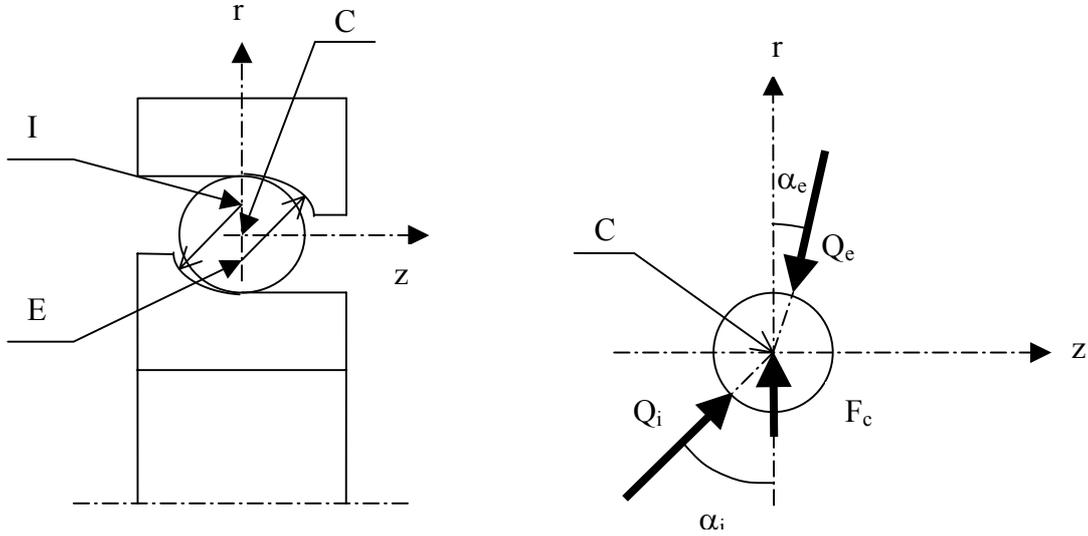


Figure (2.5) : Centre de courbure et forces extérieures appliquées sur une bille

L'application d'une charge sur l'arbre induit des efforts sur chacune des billes et engendre un déplacement relatif de la bague intérieure (BI) par rapport à la bague extérieure (BE). Ce petit déplacement peut s'écrire sous la forme d'un torseur au point O dans la base B_0 (X, Y, Z) :

$$\vec{\delta}_{BI/BE} = \left\{ \begin{array}{cc} \beta_x & \delta_x \\ \beta_y & \delta_y \\ 0 & \delta_z \end{array} \right\}_{O, B_0} \quad (2.10)$$

en le projetant dans la base cylindrique B_1 , il s'écrit pour la $i^{\text{ème}}$ bille :

$$\vec{\delta}_{BI/BE} = \left\{ \begin{array}{cc} \beta_x \cdot \cos(\psi_i) + \beta_y \cdot \sin(\psi_i) & \delta_x \cdot \cos(\psi_i) + \delta_y \cdot \sin(\psi_i) \\ -\beta_x \cdot \sin(\psi_i) + \beta_y \cdot \cos(\psi_i) & -\delta_x \cdot \sin(\psi_i) + \delta_y \cdot \cos(\psi_i) \\ 0 & \delta_z \end{array} \right\}_{O, B_1} \quad (2.11)$$

Ce déplacement peut facilement être transporté au point I (centre de courbure de la BI pour la $i^{\text{ème}}$ bille) dans la base B_1 :

$$\vec{\delta}_{BI/BE}^{I, B_1} = \vec{\delta}_{BI/BE}^{O, B_1} + \vec{IO} \wedge \overline{\theta}_{BI/BE}^{B_1} \quad (2.12)$$

où R_1 et Z_1 sont les coordonnées radiale et axiale dans la base (r, t, z).

Les déplacements obtenus dans le repère cylindrique B_1 sont :

$$\begin{cases} \delta_r = \delta_x \cdot \cos(\psi_i) + \delta_y \cdot \sin(\psi_i) - Z_i \cdot \beta_x \cdot \sin(\psi_i) + Z_i \cdot \beta_y \cdot \cos(\psi_i) \\ \delta_a = \delta_z + R_i \cdot \beta_x \cdot \sin(\psi_i) - R_i \cdot \beta_y \cdot \cos(\psi_i) \\ \theta_i = -\beta_x \cdot \sin(\psi_i) + \beta_y \cdot \cos(\psi_i) \end{cases} \quad (2.13)$$

Les autres termes étant identiquement nuls. Ce système peut s'écrire sous forme matricielle, en écrivant que :

$$\vec{d}_{BI/BE}^{I,B_1} = [T_\psi] \cdot \vec{d}_{BI/BE}^{O,B_0} \quad (2.14)$$

avec

$$[T_\psi] = \begin{bmatrix} \cos(\psi_i) & \sin(\psi_i) & 0 & -Z_i \cdot \sin(\psi_i) & Z_i \cdot \cos(\psi_i) \\ 0 & 0 & 1 & R_i \cdot \sin(\psi_i) & -R_i \cdot \cos(\psi_i) \\ 0 & 0 & 0 & -\sin(\psi_i) & \cos(\psi_i) \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

L'application du principe fondamental de la dynamique appliquée à chaque bille, en considérant la figure (2.4), permet d'écrire dans la base cylindrique B_1 :

$$\begin{cases} Q_i \cdot \cos(\alpha_i) - Q_e \cdot \cos(\alpha_e) + F_c = 0 \\ Q_i \cdot \sin(\alpha_i) - Q_e \cdot \sin(\alpha_e) = 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

Avec Q_i la force de la bague intérieure sur la bille, Q_e la force de la bague extérieure sur la bille et F_c la force centrifuge. Les angles α_i et α_e peuvent s'écrire (figure 2.6) :

$$\tan(\alpha_i) = \frac{CI \cdot \sin(\alpha_0) - \delta_a^C + \delta_a^I}{CI \cdot \cos(\alpha_0) - \delta_r^C + \delta_r^I} \quad \tan(\alpha_e) = \frac{EC \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a^C}{EC \cdot \cos(\alpha_0) + \delta_r^C} \quad (2.17)$$

où α_0 est l'angle de contact initial, δ_r^C et δ_a^C les déplacements radial et axial du centre de la bille, δ_r^I et δ_a^I les déplacements radial et axial du centre de courbure de la bague intérieure

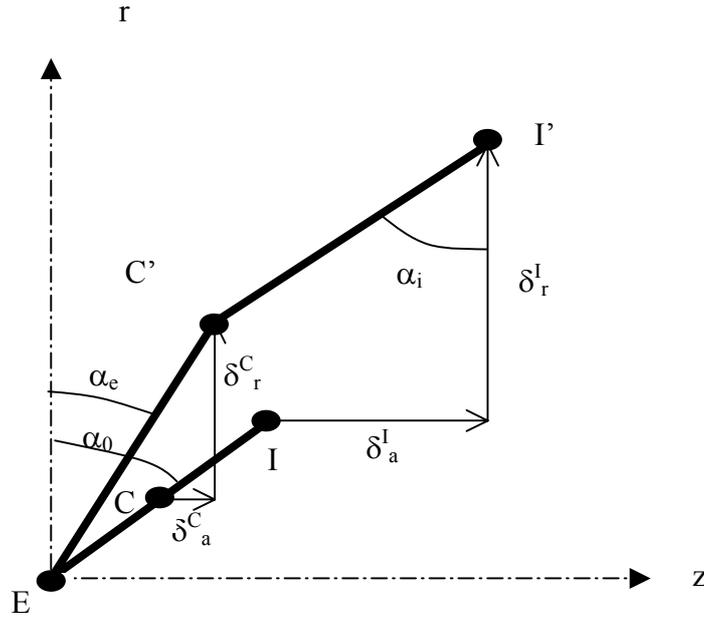


Figure (2.6) : Déplacement axiaux et radiaux du centre de courbure de la bague intérieure et du centre de la bille

La théorie de Hertz permet d'établir la relation force-déplacement pour chaque bille :

$$\begin{cases} Q_i = K.\delta_i^n, \text{ pour } \delta_i \geq 0 \\ Q_i = 0, \text{ pour } \delta_i < 0 \end{cases} \quad \begin{cases} Q_e = K.\delta_e^n, \text{ pour } \delta_e \geq 0 \\ Q_e = 0, \text{ pour } \delta_e < 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

où K est le coefficient de rigidité au contact, n un exposant qui dépend de la nature du contact et vaut 3/2 pour un roulement à billes, δ_i et δ_e le rapprochement des centres de courbure des bagues intérieure et extérieure vers le centre de la bille :

$$\begin{cases} \delta_i = \overline{C'I'} - \overline{CI} - r_i = \sqrt{(\overline{CI}.\sin(\alpha_0) - \delta_a^C + \delta_a^I)^2 + (\overline{CI}.\cos(\alpha_0) - \delta_r^C + \delta_r^I)^2} - \overline{CI} - r_i \\ \delta_e = \overline{EC'} - \overline{EC} - r_e = \sqrt{(\overline{EC}.\sin(\alpha_0) + \delta_a^C)^2 + (\overline{EC}.\cos(\alpha_0) + \delta_r^C)^2} - \overline{CI} - r_e \end{cases} \quad (2.19)$$

où r_i et r_e sont les jeux radiaux entre la bille et les bagues intérieure et extérieure.

Des relations précédentes, il est possible d'obtenir les équations d'équilibre d'une bille pour lesquelles les inconnues sont δ_r^C et δ_a^C alors que δ_r^I et δ_a^I sont connues (dédites du déplacement du centre O de la BI). Ce système d'équations est résolu grâce à une procédure de Newton-Raphson (annexe C). L'équilibre de la bague intérieure est ensuite obtenu en résolvant les équations d'équilibre :

$$\vec{F} + \sum_{j=1}^n [R_{\psi}]_j^t \cdot \vec{Q}_i^j \approx \vec{0} \quad (2.19)$$

\vec{Q}_i^j le vecteur force de la bille j sur la bague intérieure exprimé dans le repère R_1 , \vec{F} la force extérieure appliquée au palier. Ce système d'équations non linéaire est résolu par la méthode de Newton-Raphson et permet de calculer la matrice de raideur tangente globale du roulement:

$$[k_t^e] = \begin{bmatrix} [k_t] & [-k_t] \\ [-k_t] & [k_t] \end{bmatrix}_{10 \times 10} \quad \text{avec} \quad [k_t] = [R_{\psi}]_{5 \times 3}^t \left[\frac{\partial \vec{Q}_i}{\partial x_j} \right]_{3 \times 3} [R_{\psi}]_{3 \times 5} \quad (2.20)$$

1.3. Modèle de Bourdon

Ce modèle s'appuie très largement sur le modèle proposé par De Mul, en prenant en compte un éventuel angle de basculement (fig. 2.7) entre la bague extérieure et la bague intérieure [BOU99]. Deux nœuds (N_i , et N_e) sont arbitrairement choisis pour chaque bille sur la bague intérieure et extérieure.

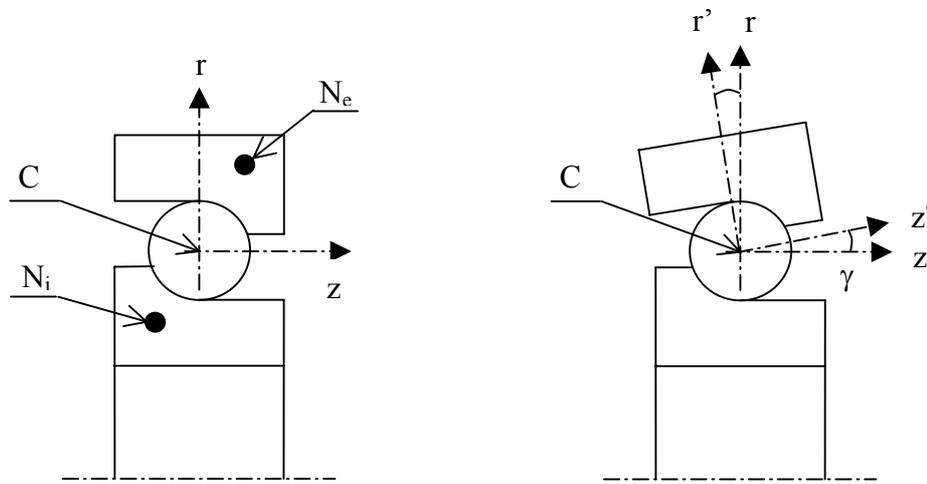


Figure (2.7) : Basculement de la bague extérieure par rapport à la bague intérieure

L'angle de basculement γ se décompose dans la base fixe B_0 :

$$\gamma = -\theta_x^{N_e} \cdot \sin(\psi_j) + \theta_y^{N_e} \cdot \cos(\psi_j) \quad (2.22)$$

Les déplacements relatifs entre les bagues intérieure et extérieure pour le centre C de la bille sont déduits des déplacements des nœuds N_i et N_e :

$$\vec{d}_{R_0}^{N_i} = \vec{\delta}_{R_0}^{N_i} - \vec{\delta}_{R_0}^{N_e} \quad (2.23)$$

Ces déplacements et rotations peuvent s'exprimer dans le système cylindrique B_2 (C_2, r', t, z') considéré comme fixe par rapport à la bague extérieure, en utilisant la matrice de rotation :

$$[R_{\psi\phi}] = [R_\psi] \cdot [R_\phi] \quad (2.24)$$

où $[R_\psi]$ est la matrice de rotation du modèle de De Mul et $[R_\phi]$, celle qui caractérise la rotation de la base B_1 par rapport à la base B_2 . Le déplacement du point N_i $\vec{d}_{R_0}^{N_i}$ peut s'exprimer alors dans la base B_2 :

$$\vec{\delta}_{BI/BE}^{C, B_2} = \vec{\delta}_{BI/BE}^{N_i, B_2} + \overrightarrow{CN_i} \wedge \overrightarrow{\theta_{BI/BE}^{B_2}} \quad (2.25)$$

Ce qui peut s'écrire à partir du torseur des petits déplacements exprimés dans la base B_0 :

$$\vec{\delta}_{BI/BE}^{C, B_2} = [R_{\psi\phi}] \cdot \vec{\delta}_{BI/BE}^{N_i, B_2} + \overrightarrow{CN_i} \wedge [R_{\psi\phi}] \cdot \overrightarrow{\theta_{BI/BE}^{B_2}} \quad (2.26)$$

La connaissance des déplacements des points N_i et N_e pour chacune des billes permet de résoudre le problème statique du roulement en utilisant les mêmes équations que pour le modèle de De Mul. L'équilibre atteint permet alors pour chacune des billes de déterminer la matrice de raideur tangente à l'aide de la méthode des perturbations numériques :

$$[k_i^e] = \left[\frac{\partial \vec{Q}_i}{\partial x_j} \right]_{10 \times 10} \quad (2.27)$$

Pour chaque bille, la matrice de raideur tangente est associée aux degrés de liberté suivants :

$$\vec{u}_{B_0} = [\delta_x^{N_i} \quad \delta_y^{N_i} \quad \delta_z^{N_i} \quad \beta_x^{N_i} \quad \beta_y^{N_i} \quad \delta_x^{N_e} \quad \delta_y^{N_e} \quad \delta_z^{N_e} \quad \beta_x^{N_e} \quad \beta_y^{N_e}]^t \quad (2.28)$$

2. Procédure de résolution du problème statique non linéaire

2.1. Intégration du roulement à billes dans le modèle éléments finis

Chacune des billes des roulements est modélisée à l'aide d'un élément à deux nœuds comme le montre la figure (2.8) dont la matrice de raideur tangente est déduite de la résolution du problème d'équilibre statique de l'ensemble de la structure.

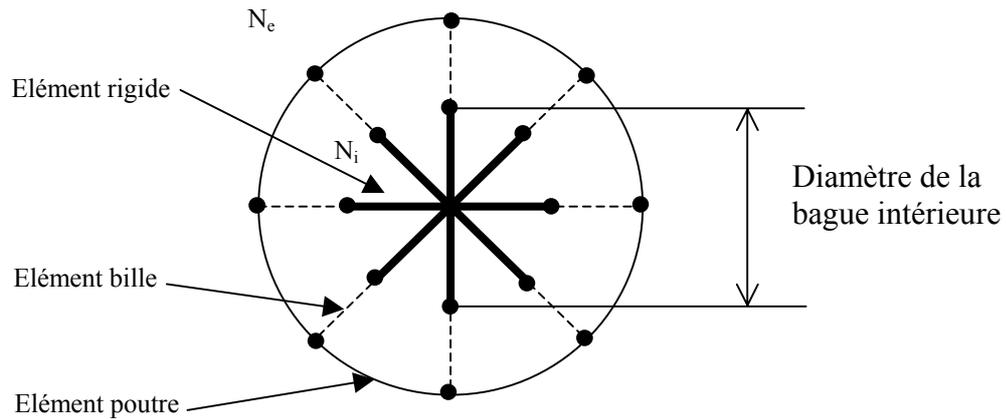


Figure (2.8) : Représentation schématique du maillage des billes d'un roulement

Pour chacune des billes, les nœuds N_i et N_e sont choisis comme étant situés sur le diamètre intérieur de la BI et sur le diamètre extérieur de la BE.

2.2. Résolution du problème statique

Dans notre problème, seuls les éléments « billes » induisent un comportement non linéaire généré par l'apparition de contacts de type Hertz entre les billes et les bagues. Dans ces conditions, seuls les degrés de liberté associés à ces éléments induisent un vecteur des forces internes non-linéaire $\{F_{int}^{NL}\}$. Les autres éléments, au comportement linéaire, n'induisent que des forces internes linéaires. Dans ces conditions, le vecteur des forces internes peut se décomposer en deux parties :

$$\{R\} = \{F_{int}\} - \{F_{ext}\} = \{F_{int}^L\} + \{F_{int}^{NL}\} - \{F_{ext}\} = \{0\} \quad (2.29)$$

Le vecteur des forces externes est constitué des forces appliquées sur l'arbre. Dans notre cas cela se limite à une force horizontale imposée par un poids mort. Le problème d'équilibre non linéaire est alors résolu à l'aide d'une méthode de Newton-Raphson :

$$[K_T]\{\Delta u\} = \{R\} \quad \text{et} \quad \{u^{i+1}\} = \{u^i\} + \{\Delta u\} \quad (2.30)$$

Avec

$$[K_T] = - \left[\frac{\partial \{R\}}{\partial \langle u \rangle} \right] = - \left\{ [K_T^L] + \frac{\partial \{F_{int}^{NL}\}}{\partial \langle u^{NL} \rangle} \right\} \quad (2.31)$$

Où, $\{\Delta u\}$ est l'incrément de déplacement et $[K_T]$ la matrice tangente globale.

Compte tenu de la forme du vecteur des forces internes, cette matrice de raideur tangente se compose d'une partie linéaire d'une partie non-linéaire associée uniquement au vecteur des

forces internes non-linéaires. La matrice de raideur tangente liée aux éléments linéaires est calculée une seule fois à la première itération alors que la matrice de raideur tangente des éléments « billes » est réévaluée par perturbations numériques à chaque itération de recherche de l'équilibre [DEB04a]. La procédure de résolution du système d'équations peut se résumer suivant l'organigramme figure (2.9).

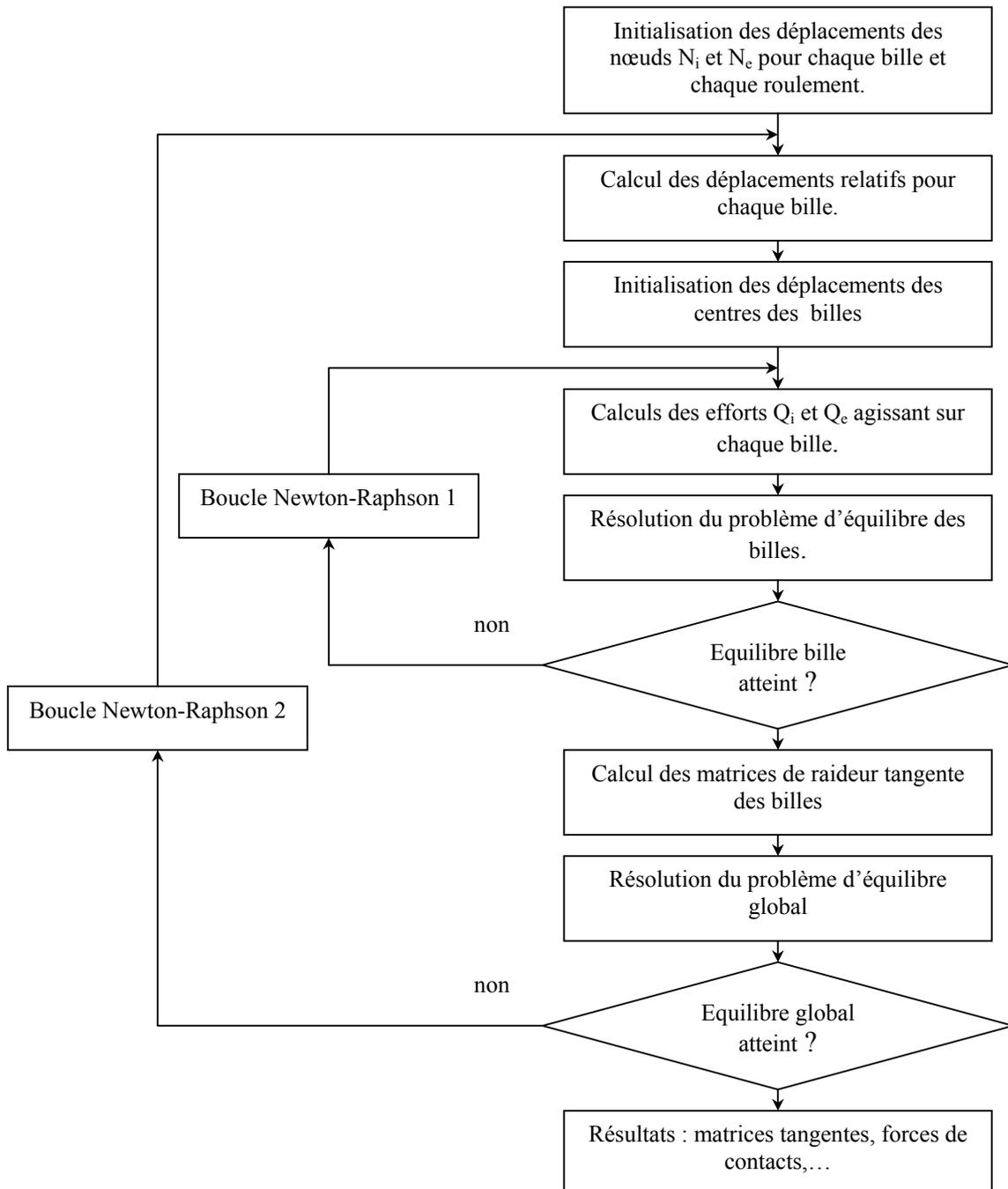


Figure (2.9) : Résolution du problème statique global

Ensuite, chacune des billes comprimées est maillée à l'aide d'un élément à deux nœuds dont les matrices de raideur tangentes sont déduites du calcul présenté dans l'organigramme précédent .

3. Détermination des modes propres de la structure.

Le calcul des modes propres de la structure est réalisé en résolvant le problème classique de vibration libre :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (2.31)$$

Où $[M]$ est la matrice de masse symétrique, $[K]$ est la matrice de rigidité, $\{u\}$ est vecteur des déplacements, $\{\ddot{u}\}$ est le vecteur des accélérations

Par ailleurs, les déplacements induits par les vibrations sont supposés faibles devant ceux induits par le préchargement statique, ce qui permet de linéariser le comportement de la structure pour le calcul des modes propres.

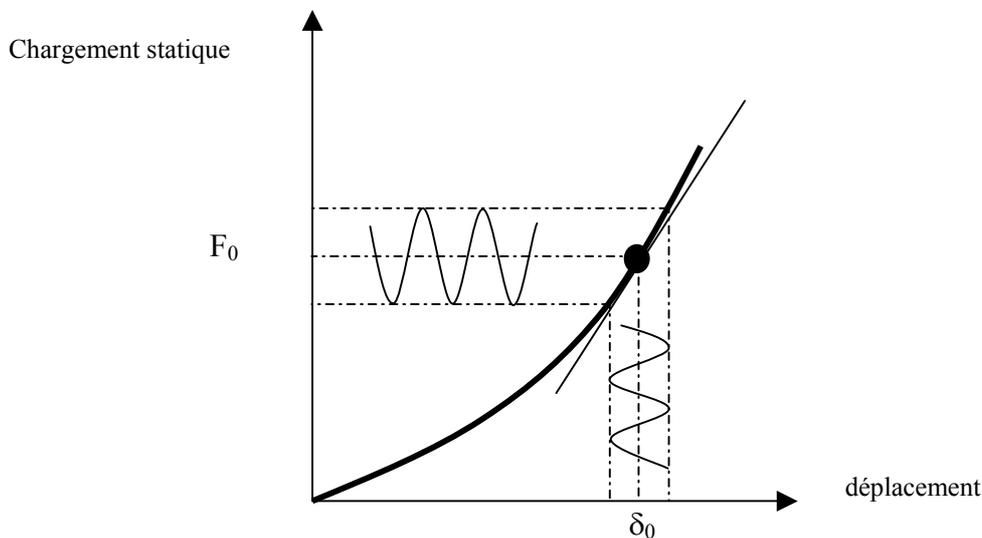


Figure (2.10) : Linéarisation de la raideur

La matrice de raideur $[K]$ peut donc remplacer la matrice de raideur tangente déduite de la résolution du problème d'équilibre statique. Les modes propres sont alors calculés à l'aide d'une méthode itérative par sous-espaces.

4. Résolution du problème dynamique

La connaissance des modes de vibration libre de la structure complète permet de calculer la réponse dynamique du bâti lorsqu'il est soumis à une excitation extérieure. Dans notre cas nous nous limiterons à une excitation due à l'apparition d'un défaut de bague extérieure.

4.1. Défaut de roulement

La forme d'un signal d'excitation représentatif d'un défaut d'écaillage qui peut apparaître sur la bague extérieure d'un roulement n'est pas facile à déterminer. Néanmoins, il est généralement admis qu'un tel signal est le mélange de trois signaux ayant une forme triangulaire, rectangulaire et semi sinusoïdale [TAN97] (figure 2.11). Différents travaux [BOG02] ont montré que pris séparément, les trois formes du signal d'excitation donnent des résultats assez proches ; nous avons donc choisi de retenir le signal de forme triangulaire.

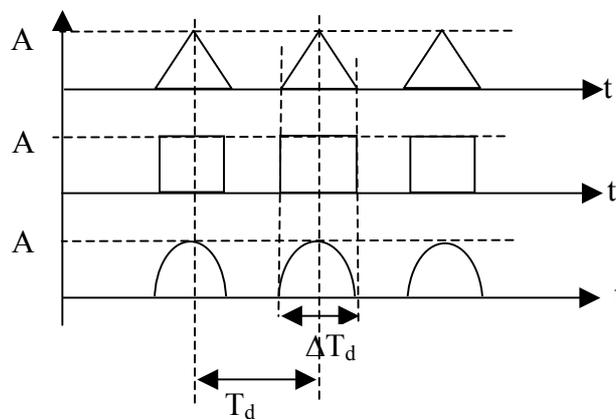


Figure (2.11) : signaux d'excitation illustrant un défaut de BE

Le signal triangulaire retenu est caractérisé par trois paramètres.

1/ La largeur des pics :

La durée ΔT_d caractérisant la largeur d'un pic d'excitation dépend de la largeur du défaut et peut être déterminée à l'aide de l'expression suivante [IGA 82] :

$$\Delta Td = \frac{b}{\frac{D\pi fs}{2} \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha\right)} \quad (2.32)$$

Où b est la longueur du défaut, fs la fréquence de rotation, Z le nombre d'éléments roulants, d le diamètre de la bille, D le diamètre moyen du roulement et α l'angle de contact.

2/ L'amplitude

L'intensité du signal d'excitation est délicate à déterminer de façon précise. Pour cette étude, nous avons choisi de fixer l'amplitude du signal à partir des résultats numériques déduits de la résolution du problème d'équilibre statique. Nous supposons que lorsqu'une bille passe à l'endroit d'un défaut de bague extérieure, les forces d'excitation qui apparaissent dans les trois directions du repère global B_0 sont précisément égales aux forces agissant sur la bille à l'issue de la résolution du problème statique. Même s'il s'agit ici d'une approximation, cela ne nuit pas à notre démarche car sur le plan dynamique, nous supposons que la structure a un comportement linéaire.

3/ La période

La période du signal est directement déduite de la fréquence caractéristique d'un défaut de BE :

$$\frac{1}{T_D} = f_{be} = \frac{f_s Z}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (2.33)$$

4.2. Calcul de la réponse dynamique

La forme triangulaire du signal d'excitation, nécessite de le décomposer en série de Fourier afin de pouvoir décomposer le signal d'excitation en une somme de signaux harmoniques. Le signal temporel est décomposé en séries de Fourier, limitées à 20 termes ($N_f=20$) afin d'être intégré dans le calcul :

$$F(t) = A \left(f_0 + \sum_{k=1}^{N_f} f_k \cos(\omega_k t) \right) \quad (2.34)$$

Avec A l'amplitude du signal, f_0 et f_k les coefficients de Fourier donné dans le tableau (2.1) et $\omega_k = k\omega$ avec ω la pulsation du signal d'excitation.

Forme du signal	f_0	f_k
Rectangulaire	$\frac{\Delta Td}{Td}$	$\frac{2}{\pi k} \sin\left(\pi k \frac{\Delta Td}{Td}\right)$
Triangulaire	$\frac{\Delta Td}{2Td}$	$\frac{2Td}{\pi^2 k^2 \Delta Td} \left(1 - \cos\left(\pi k \frac{\Delta Td}{Td}\right)\right)$
Demi-sinusoidale	$2 \frac{\Delta Td}{\pi Td}$	$\frac{4Td}{\pi \Delta Td} \left(1 - \left(2k \frac{\Delta Td}{Td}\right)^2\right) \cos\left(\pi k \frac{\Delta Td}{Td}\right)$

Tableau (2.1) : Coefficients de Fourier du signal d'excitation

Par projection dans la base modale, la réponse du système $\{u(\omega_k)\}$ s'écrit en régime permanent :

$$\{u(\omega_k)\} = \sum_{j=1}^{Nm} \frac{\{\Phi_j\}^t \{F_k\}}{-\omega_k^2 M_j + i\omega_k C_j + K_j} \{\Phi_j\} \quad (2.35)$$

Où Nm est le nombre de modes (fixé dans ce travail à 70), $\{\Phi_j\}$ le vecteur propre du mode j , $\{F_k\}$ le vecteur d'excitation, M_j , K_j et C_j les composantes des matrices de masse, de raideur et de la matrice d'amortissement en utilisant l'hypothèse d'un amortissement proportionnel de Rayleigh.

Pour la pulsation de défaut ω_D , le vecteur réponse $\{u(\omega_D)\}$ engendré par les excitations du défaut peut être calculé par superposition des réponses pour chaque pulsation ω_k :

$$\{u(\omega_D)\} = \sum_{k=1}^{Nf} \{u(\omega_k)\} \quad (2.36)$$

Toutefois en maintenance prédictive, les accéléromètres utilisés fonctionnent généralement en compression et mesurent l'accélération perpendiculairement à la surface de mesure, c'est pourquoi le vecteur réponse $\{u(\omega_D)\}$ est systématiquement projeté dans la direction normale à la surface (figure 2.12).

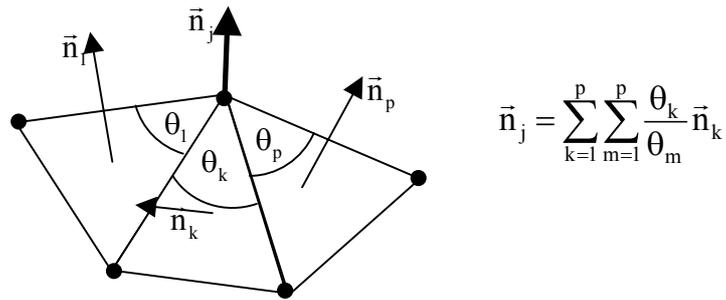


Figure (2.12) : Calcul de la normale au maillage en un nœud

En chaque nœud du maillage, la normale est calculée en moyennant les normales des éléments voisins pondérées par l'angle d'ouverture au nœud de chaque élément.

5. Conclusion

Dans ce chapitre, après avoir exposé quelques modèles de comportement des roulements, nous avons détaillé la totalité de la démarche numérique qui a été développée afin de déterminer la zone de mesure idéale au sens de la maintenance conditionnelle. La difficulté de ce travail réside notamment dans le fait d'intégrer dans cette démarche le comportement fortement non linéaire des roulements à billes. Le principal avantage de cette méthode est d'obtenir un modèle global de la structure. Cette méthodologie va par la suite être appliquée au dispositif expérimental que nous avons conçu et réalisé.

CHAPITRE III

CONCEPTION D'UN RESONNATEUR SUR BATI EXISTANT

L'objectif principal de la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire est de détecter la présence d'un défaut puis de suivre son évolution dans le temps dans le but planifier les actions de maintenance et d'améliorer la disponibilité des équipements. Son efficacité passe par la recherche de solutions qui permettent l'obtention des informations les plus pertinentes et les plus fiables sur les signaux caractéristiques des éléments à surveiller. Cette étude portera sur les roulements, composants clefs des machines tournantes, mais pourra cependant être appliquée à d'autres composants mécaniques.

Traditionnellement, l'analyse vibratoire consiste à placer différents capteurs, généralement des accéléromètres, à divers endroits stratégiques de la machine. Actuellement, ces endroits sont situés au plus près des éléments critiques pour capter au mieux les vibrations des éléments sensibles. La problématique de cette méthode réside dans le fait qu'il n'est pas toujours possible de placer un capteur au plus près de la source. Cette difficulté liée à la conception même des machines, oblige à prendre les mesures loin des défauts, le signal recueilli s'en trouve donc plus ou moins altéré.

Après avoir montré l'intérêt d'utiliser un résonateur de type poutre afin de détecter les défauts de roulements, nous proposons un résonateur optimisé capable de détecter en un même point les défauts de bagues et de bille d'un roulement.

1. Fréquences des défauts

Dans le dispositif expérimental que nous avons conçu et réalisé, nous avons choisi d'utiliser un roulement 6006. Ce roulement de faible encombrement, a été intégré dans un palier du banc d'essai (cf. § 4). Même si le fournisseur du roulement fournit quelques données géométriques il est nécessaire de les vérifier et d'en mesurer d'autres comme les rayons de courbures des bagues et le jeu entre les bagues. Ces valeurs sont très utiles pour la conception du résonateur mais aussi et surtout pour alimenter les modèles que nous avons développés. Les principaux rayons de courbure sont illustrés à la figure (3.1). Ils ont été mesurés sur une machine à mesurer tridimensionnelle. Le jeu interne du roulement a été évalué à 0.04 ± 0.01 mm.

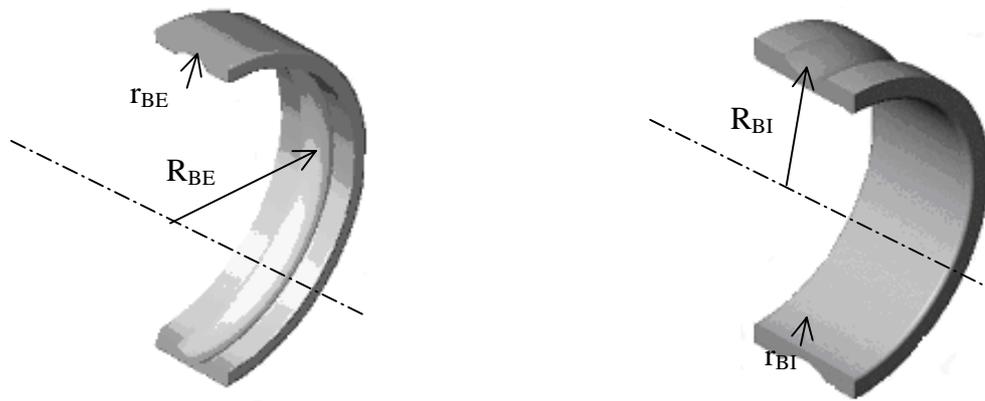


Figure (3.1) : Représentation schématique des rayons de courbure du roulement

Les rayons de courbure sont spécifiés dans le tableau ci-dessous :

Rayon de courbure principal bague extérieure	$R_{BE} = 24.15 \pm 0.01 \text{ mm}$
Rayon de courbure secondaire bague extérieure	$r_{BE} = 3.87 \pm 0.01 \text{ mm}$
Rayon de courbure principal bague intérieure	$R_{BI} = 17 \pm 0.01 \text{ mm}$
Rayon de courbure secondaire bague intérieure	$r_{BI} = 3.66 \pm 0.01 \text{ mm}$
Rayon de la bille	$r = 3.54 \pm 0.01 \text{ mm}$

Tableau (3.1) : Rayons mesurés pour le roulement 6006

Les fréquences de défauts du roulement induisant des impacts périodiques sont définies à l'aide des équations (1.1) à (1.4). Pour une vitesse de rotation de 1320 tr/min, les fréquences caractéristiques sont récapitulées dans le tableau (3.2) :

Défaut bague extérieure	Défaut bille	Défaut bague intérieure
100 Hz	123 Hz	139 Hz

Tableau (3.2) : Fréquence caractéristiques des défauts du roulement 6006

C'est à partir de la connaissance des ces fréquences caractéristiques qu'a été conçu le résonateur.

2. Conception et modélisation du résonateur.

Le choix de la forme du résonateur est fonction du nombre des fréquences à accorder. Dans un premier temps une étude préliminaire est réalisée sur un résonateur simple constitué d'une poutre montée encadrée libre sur le bâti de machine [EST01]. Dans un deuxième temps, un résonateur est conçu et optimisé par éléments finis afin de détecter les trois fréquences de défauts caractéristiques d'un roulement (fréquences de défauts de bagues et de billes).

2.1. Etude et validation sur banc d'essai

Notre démarche a tout d'abord été validée sur la modification d'une structure déjà existante. Cette structure constitue un banc d'essai didactisé sur lequel on retrouve les principaux organes rencontrés sur les machines tournantes industrielles (moteur, réducteur, arbres, accouplement, paliers à roulements, courroie) (Figure 3.2). Cette modification consiste à rajouter sur le banc d'essai une poutre considérée comme encadrée avec masse additionnelle (masse de l'accéléromètre) située à l'extrémité libre de cette poutre.

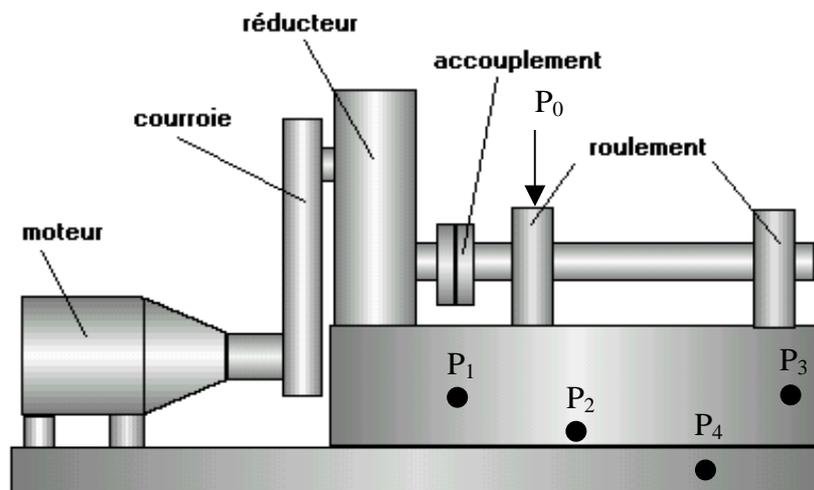
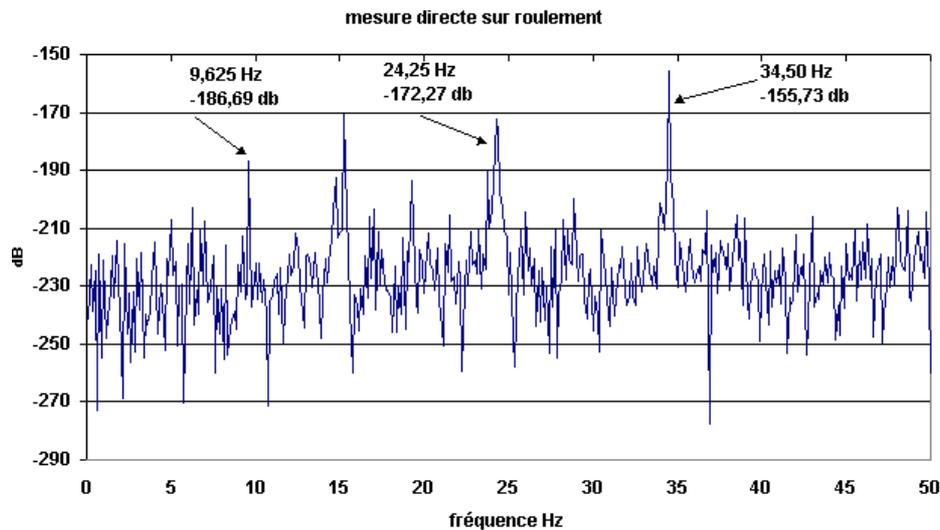


Figure (3.2) : banc d'essai.

Plusieurs défauts ont été réalisés sur ce banc d'essai. Sur le réducteur tout d'abord, par la détérioration d'une dent sur le pignon mené (fréquence de défaut 9,6 Hz) et sur le roulement situé à coté de l'accouplement homocinétique et plus particulièrement sur la bague extérieure de ce roulement (fréquence de défaut 34,5 Hz). Nous avons également placé sur l'arbre de sortie une masse additionnelle qui engendre alors un balourd à la fréquence de rotation de cet arbre (fréquence de rotation 24,3 Hz).

Le spectre suivant (Densité Spectrale de Puissance) montrent nettement la manifestation spectrale de ces différents défauts ainsi créés (Figure 3.3).



Figure(3.3) : spectre au point de mesure P_0

Pour le défaut de roulement créé sur le banc d'essai, nous avons réalisé une poutre rectangulaire en aluminium (AU4G) d'épaisseur 1,2 mm et de largeur 22 mm sur laquelle nous avons ajouté à son extrémité un capteur. (Figure 3.4).

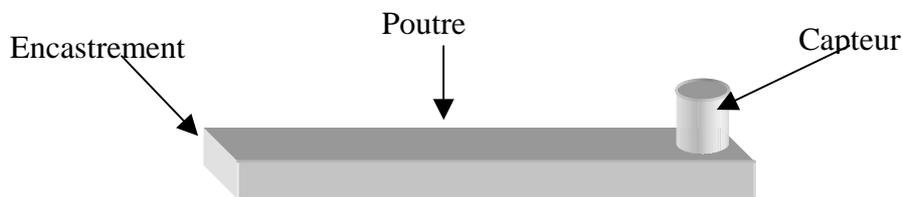


Figure (3.4) : Résonateur de type poutre

La longueur de cette plaque a été définie de façon à faire coïncider le premier mode propre de flexion avec la fréquence du défaut, sachant que le capteur est placé à l'extrémité libre de la plaque et qu'il est considéré également comme une masse additionnelle. La base de la poutre est encastrée en différents points du bâti. Les mesures suivantes ont été réalisées sur le même banc d'essai mais les points de mesure sont pris en différents endroits du bâti, éloignés des composants à surveiller (Figure 3.2).

- Point p1 : point de mesure horizontal. Point p2 : point de mesure vertical.
 Point p3 : point de mesure horizontal. Point p4 : point de mesure horizontal.

Des mesures vibratoires sont effectuées (Figure 3.5) aux points p1, p2, p3, p4 sans ajout d'élément additionnel, autour de la fréquence du défaut. Elles sont comparées aux mesures effectuées directement sur le palier. On remarque que les amplitudes des raies à 34,50 Hz sont très nettement diminuées lorsque les mesures sont réalisées loin du composant défaillant. Ceci peut conduire à la non détection du défaut lorsque celui-ci est caché par d'autres composantes émanant par exemple du bruit.

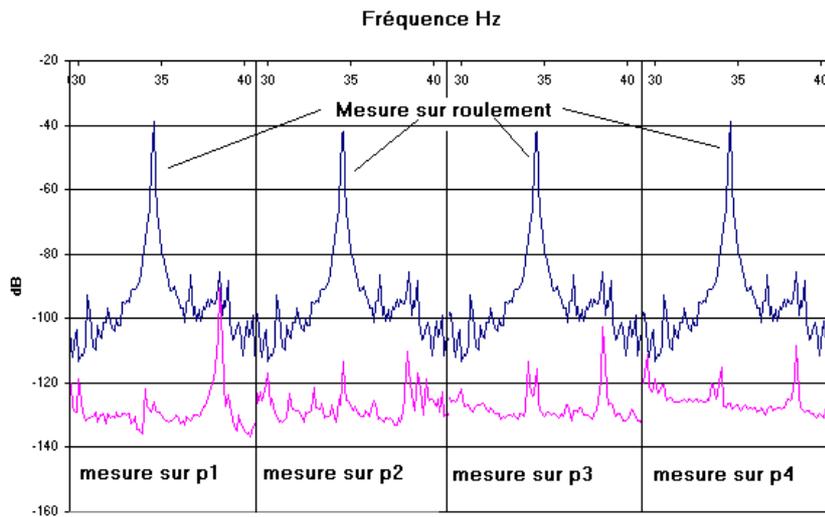


Figure (3.5) : comparaison des spectres aux points de mesure p1, p2, p3, p4

Sur chacun des ces quatre points de mesure, nous avons placé une plaque dont le premier mode propre de vibration est identique à la fréquence du défaut de roulement (Figure 3.6). Nous les avons alors comparées aux mesures effectuées directement sur le palier.

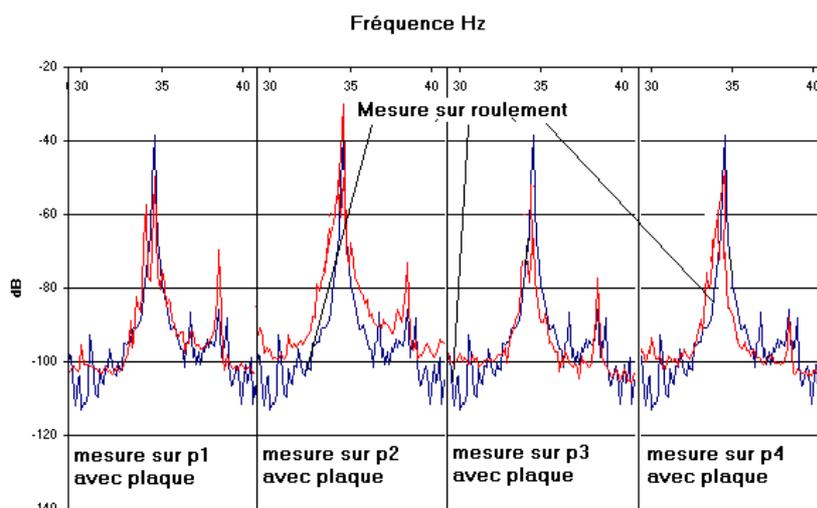


Figure (3.6) : comparaison des spectres aux points de mesure p1, p2, p3, p4

Le principe du résonateur de type poutre est de faire coïncider les fréquences de résonance du résonateur avec les fréquences des défauts du composant à surveiller. Il amplifie alors les raies fréquentielles correspondant aux défauts à détecter qui deviennent plus faciles à identifier sur le spectre. Cette méthode présente l'avantage d'être simple et rapide à mettre en œuvre cependant elle nécessite autant de résonateurs que de défauts susceptibles d'apparaître sur une machine.

2. 2. Conception et optimisation du résonateur

Les résultats intéressants que nous avons obtenus nous ont confortés dans notre démarche [ALS03] et nous allons travailler sur un résonateur non plus en forme de poutre, mais de disque avec des masses ajoutées.

Le choix de la forme du résonateur, bien qu'elle ne soit pas unique, a été édicté par les propriétés géométriques et physiques suivantes :

- avoir des modes propres de déformation qui soient exploitables
- avoir plusieurs modes propres dans les basses fréquences ($< 200\text{Hz}$)
- tenir compte du poids du capteur

C'est en essayant de répondre à ces différents critères que nous avons retenu la forme illustrée à la figure (3.7) pour notre résonateur.

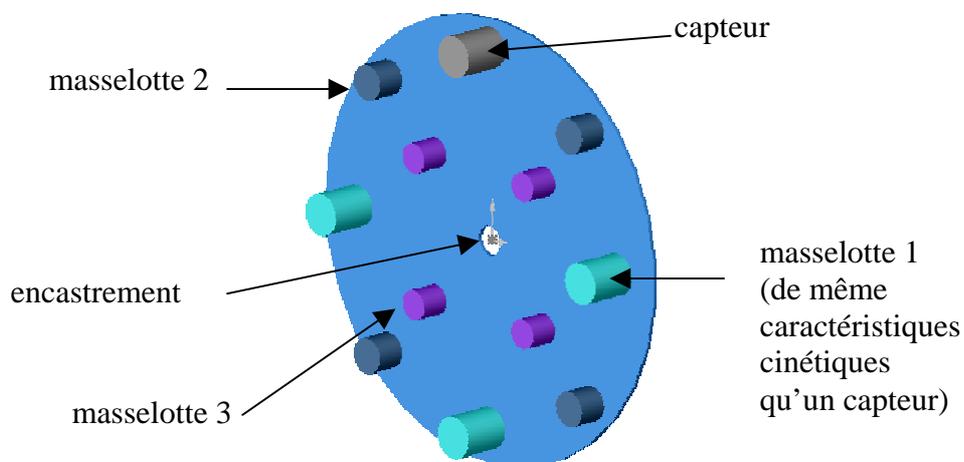


Figure (3.7) : présentation du résonateur

Ce résonateur est constitué d'une plaque circulaire en alliage d'aluminium (AU4G) d'épaisseur 1.2 mm et de 150 mm de diamètre. Sur le disque sont disposés trois jeux de masselottes en acier E40 de diamètre 14 (jeu 1), 12 (jeu 2) et 10 mm (jeu 3). Le premier jeu de masselottes est constitué de trois masselottes aux caractéristiques cinétiques identiques à celles de l'accéléromètre. Ces trois masselottes sont disposées de façon à conserver une certaine symétrie au comportement en flexion du disque. Les deux autres jeux comportent chacun quatre masselottes identiques dont la géométrie devra être déterminée afin que le résonateur s'accorde avec les fréquences des défauts à détecter. Ces deux jeux de masselottes sont eux aussi disposés de façon à ne pas rompre la symétrie en flexion du disque. Enfin, le disque est encastré sur un cylindre dont les dimensions seront aussi à déterminer.

Les dimensions des masselottes ont été déterminées à l'aide d'un processus d'optimisation dont le but est de minimiser l'écart, au sens des moindres carrés, entre les trois premières fréquences de résonance du résonateur et les fréquences des trois défauts. La fonction objectif à minimiser s'énonce :

$$J = \sum_{i=1}^3 (F_{d_i} - F_i)^2 \quad (3.1)$$

où F_{d_i} représente les fréquences des défauts et F_i les fréquences de résonance.

Pour résoudre ce problème d'optimisation sans contraintes, trois variables ont été retenues : le diamètre du cylindre d'encastrement (X_1) et les hauteurs des masselottes pour les jeux 2 et 3 (X_2, X_3).

2.2.1. Modélisation du résonateur

Afin de mener à bien le problème d'optimisation, le résonateur a été modélisé par éléments finis. La plaque circulaire a été discrétisée à l'aide de 2010 éléments de plaque de type DKT [BAT95] à trois nœuds. Les masselottes ont été discrétisées à l'aide de 240 éléments de volume tétraédriques. Globalement le modèle comporte 1135 nœuds et 6570 degrés de liberté comme le montre la figure (3.8) :

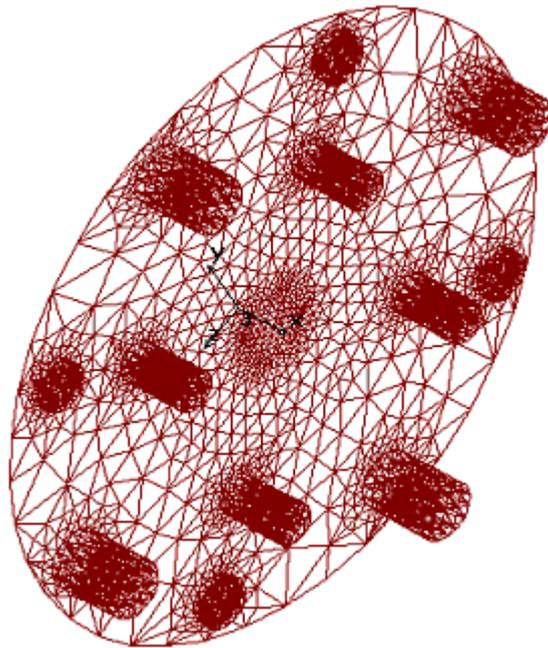


Figure (3.8) : Maillage du résonateur

Les calculs permettant la détermination des premiers modes de résonance ont été menés en encastrant la base du cylindre central sur lequel est encastré le disque équipé des masselottes.

2.2.2. Programme d'optimisation

Le programme d'optimisation a été développé sous le logiciel de calcul Matlab© suivant l'algorithme illustré à la figure (3.9). Il fait appel au logiciel éléments finis COSMOS/M© [COS98] pour le calcul des fréquences propres du résonateur et s'appuie sur un algorithme basé sur la méthode des Simplex pour la partie optimisation (annexe D).

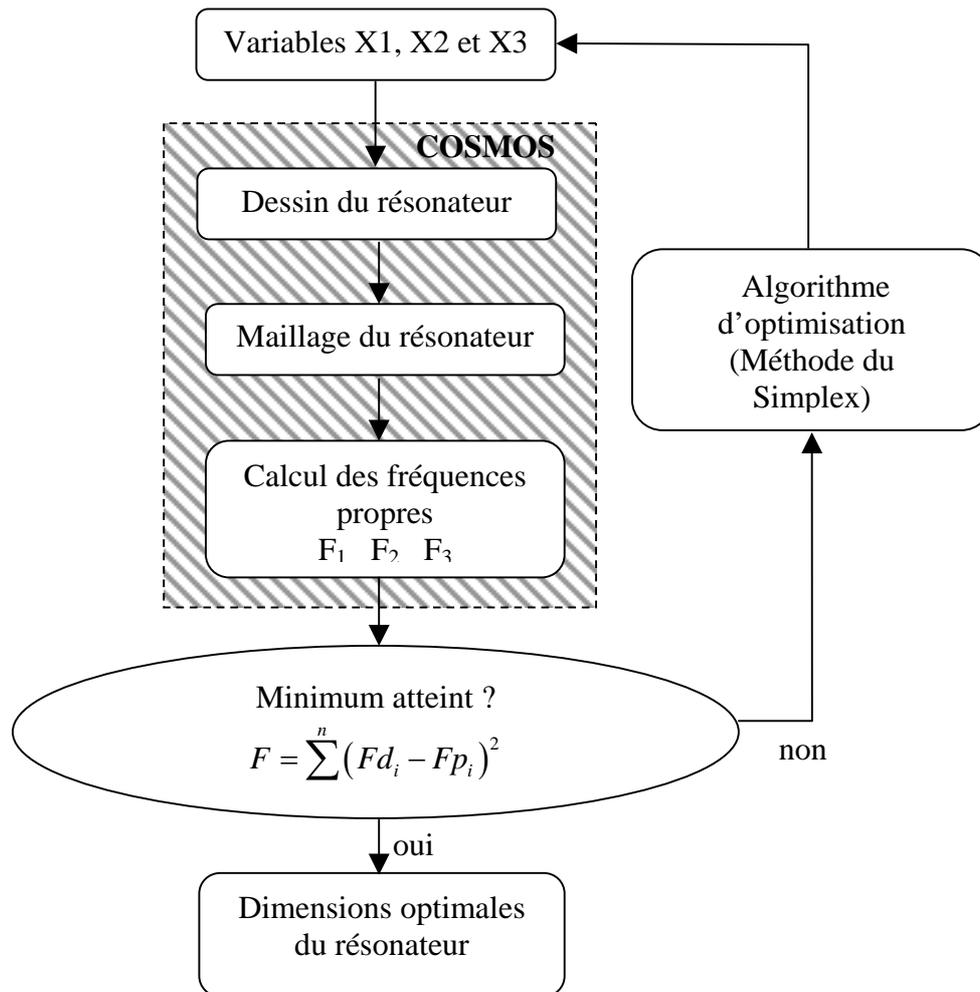


Figure (3.9) : Organigramme d'optimisation du résonateur

2.2.3. Résultats d'optimisation.

A l'issue du calcul d'optimisation, le diamètre du cylindre d'encastrement optimum vaut 17.6 mm alors que les hauteurs optimales des hauteurs de masselottes valent 2.1 mm et 15.1 mm. Les fréquences obtenues après optimisation sont récapitulées dans le tableau (3.4). On observe une bonne cohérence des fréquences et les faibles valeurs obtenues pour les écarts relatifs.

Fréquences de défauts du roulement	Fréquences propres avant optimisation	Fréquence propre après optimisation	Écarts relatifs entre fréquence
Fd1=100 Hz	Fp1=77.2 Hz	Fp1=102 Hz	$\delta_1=2\%$
Fd2=123 Hz	Fp3=100 Hz	Fp3=122 Hz	$\delta_2=0.74\%$
Fd3=139 Hz	Fp4=133 Hz	Fp4=139 Hz	$\delta_3=0\%$

Tableau (3.4) : Comparaison des fréquences du résonateur et des défauts

La figure (3.4) illustre les modes de vibration du résonateur associés aux trois fréquences des défauts. On observe très logiquement que les symétries de vibration en flexion sont conservées mais surtout que l'accéléromètre se trouve toujours dans une zone « chaude » de déplacement, ce qui est très important pour notre démarche.

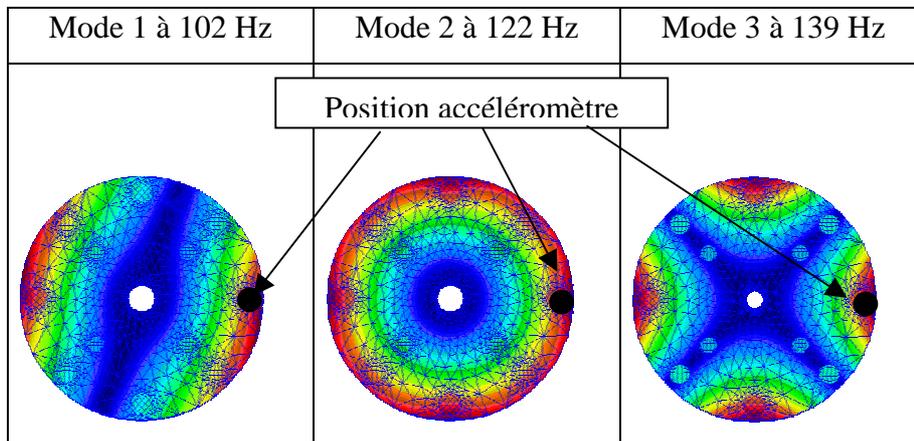


Figure (3.10) : Modes propres de vibration du résonateur optimisé

Les résultats de l'optimisation sont satisfaisants étant donné le relativement faible pourcentage d'erreur entre valeurs désirées et optimisées. Ils permettent de valider d'un point de vue opérationnel, la conception du résonateur. Cependant, d'autres aspects numériques ne sont pas à négliger. En effet, il importe de vérifier son comportement statique, son comportement en fréquences et son comportement dynamique.

2.2.4. Comportement dynamique du résonateur.

Le spectre calculé à l'aide du logiciel COSMOS/M© dans la gamme de fréquences qui nous intéresse confirme bien la bonne cohérence des fréquences obtenues (figure 3.11).

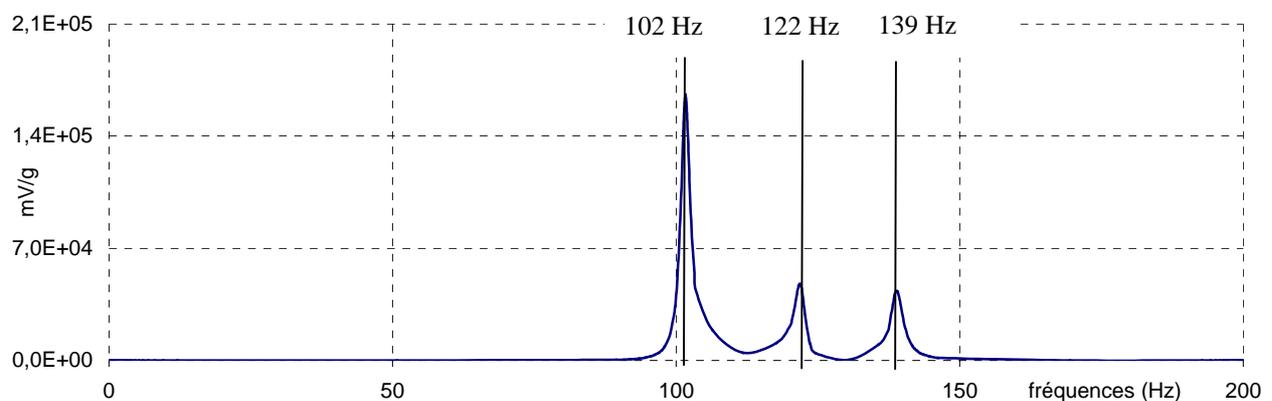


Figure (3.11) : Fonction de réponse en fréquences numérique du résonateur

Du point de vue purement numérique, ce résonateur semble satisfaisant, les 3 modes propres de vibrations correspondent aux trois fréquences caractéristiques de défauts du roulement considéré. Nous allons maintenant vérifier expérimentalement ces résultats.

3. Etude expérimentale du résonateur

L'étape suivante consiste à tester le résonateur afin de vérifier si son comportement vibratoire est bien conforme à celui attendu. Pour cela une chaîne d'acquisition va permettre de tester le système en reproduisant au mieux les conditions de simulation du paragraphe précédent.

3.1. Présentation de la chaîne d'acquisition

La chaîne d'acquisition comporte un ordinateur et un analyseur FFT. Pour cette partie du travail, ce type de matériel se justifie pleinement. Dans un deuxième temps, les déformées propres seront mesurées à l'aide du matériel « Siglab » [SIG01]

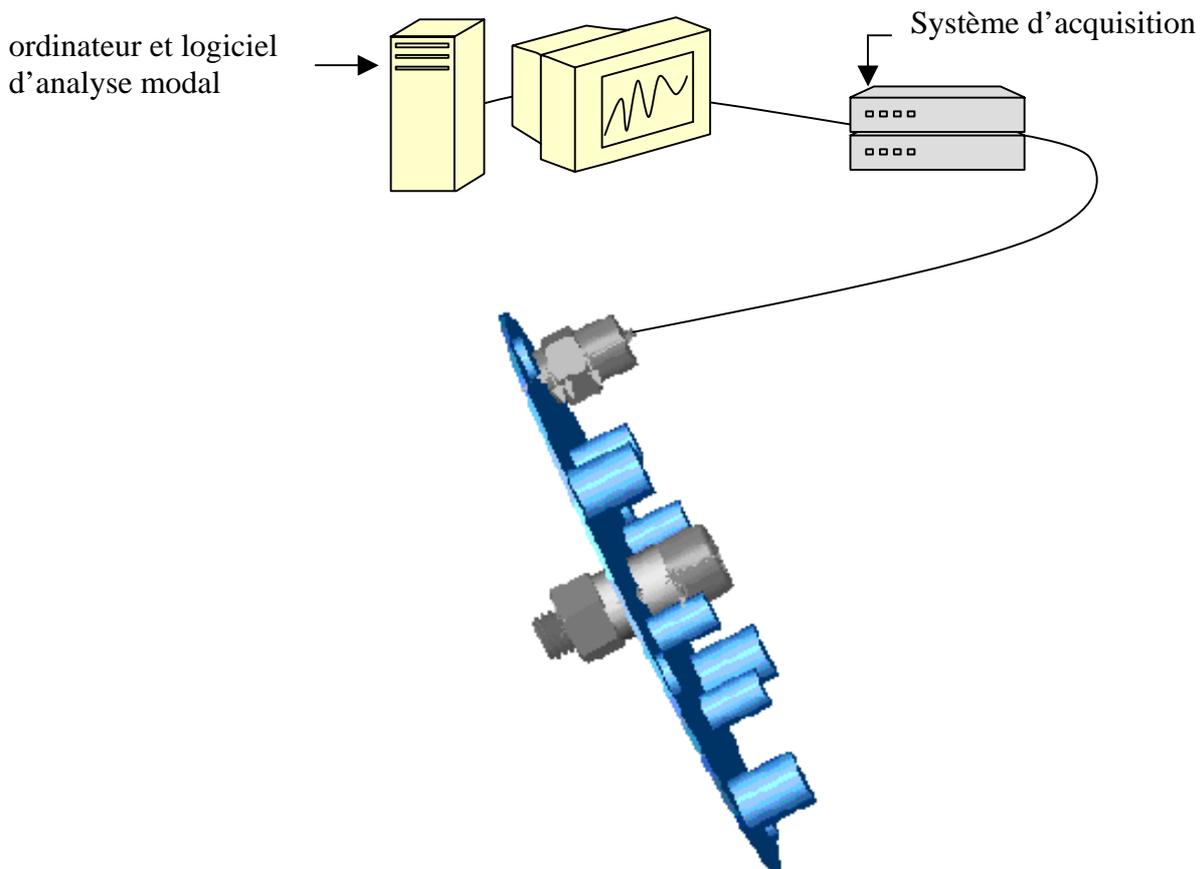


Figure (3.12) : chaîne d'acquisition

Différents types d'excitation sont réalisés sur le résonateur, notamment une excitation par choc puis une excitation par balayage sinus, et ce pour différentes positions.

3.2. Essais de type choc sur le résonateur en position horizontale et verticale

Dans un premier temps, des essais de type choc sur le résonateur en position verticale et horizontale vont être réalisés afin de déterminer quelle sera l'influence de la gravité sur ses fréquences propres, d'identifier les déformées propres et de les comparer à celles du modèle numérique.

3.2.1. Essais des supports

Un couplage entre structure et support pourrait modifier les fréquences propres du résonateur. Le test des supports permet donc de déterminer si, dans la bande d'étude de 0 à 200 Hz, il n'y a pas de fréquences de résonance qui pourraient influencer notre résonateur et ainsi créer un couplage entre les deux. Les supports n'ont pas de fréquences caractéristiques dans la bande étudiée et par conséquent, le support n'influencera pas le comportement vibratoire du résonateur.

3.2.2. Résonateur en position horizontale et verticale

Après avoir fixé le résonateur horizontalement sur un socle massif, les mesures permettent à partir d'une l'excitation par marteau de choc de vérifier la cohérence entre les fréquences propres obtenues numériquement et les fréquences propres obtenues expérimentalement.

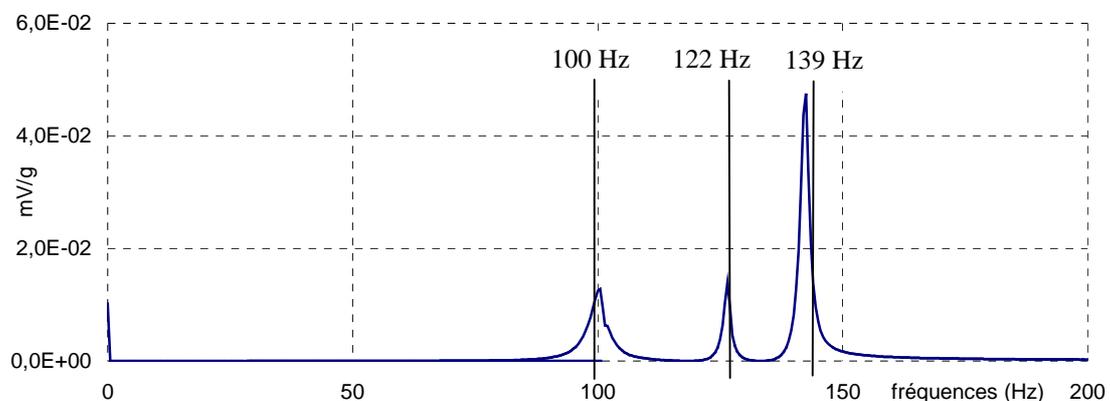


Figure (3.13) : Spectre expérimental en position horizontale

On procède ensuite à la même expérimentation mais sur un support vertical, les mesures donnent le spectre ci-dessous :

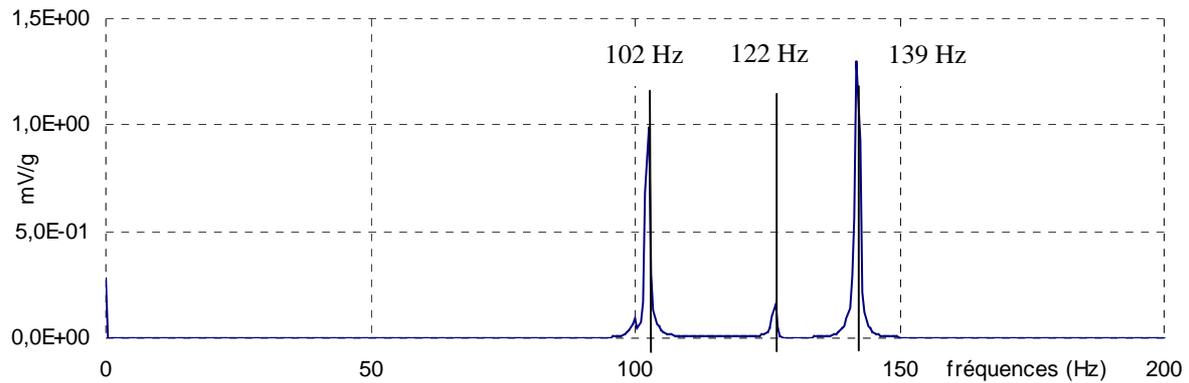


Figure (3.14) : Spectre expérimental en position verticale

A la vue de ces résultats, il est possible de constater un léger glissement de la première fréquence propre qui passe de 100 Hz en position horizontale à 102 Hz en position verticale. Les deux autres fréquences restent inchangées. L'écart est donc de l'ordre de 2% pour la première fréquence. Ce phénomène aura donc une influence négligeable sur le résonateur. Les résultats correspondant aux positions horizontale et verticale sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

N° de fréquence	Fréquence de défauts	Fréquence en position horizontale	Fréquence en position verticale	écart
1	101 Hz	100 Hz	102 Hz	2%
2	123 Hz	126 Hz	126 Hz	0%
3	139 Hz	142 Hz	142 Hz	0%

Tableau (3.5) : comparaison des fréquences propres en position horizontale et vertical

Puisque la position horizontale ou verticale du résonateur a peu d'influence sur les résultats, il convient donc maintenant d'identifier les modes propres puis de vérifier la parité entre le modèle numérique et le système expérimental.

3.2.3. Etude des modes propres.

Grâce à l'utilisation du logiciel d'analyse modale « ME'scope » [MES97], il est possible d'exploiter les données expérimentales pour en extraire les paramètres modaux. Les déformées expérimentales vont pouvoir être comparées aux déformées numériques afin de valider nos calculs, résonateur placé en position horizontale. Pour cela, quatre accéléromètres

sont placés à la place des masselottes. Ces quatre accéléromètres possèdent les mêmes caractéristiques cinétiques que les capteurs. Les fonctions de transfert obtenues au marteau de choc permettent d'obtenir les déformées modales du résonateur, comme le montre la figure (3.15) :

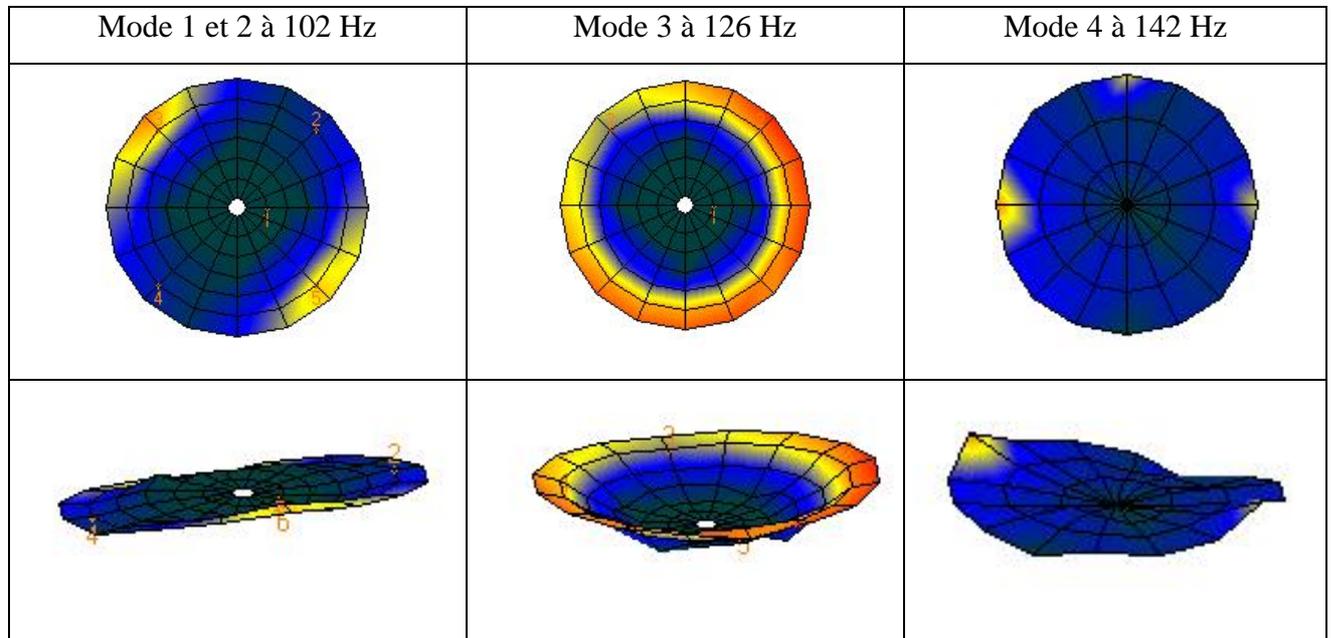


Figure (3.15) : Déformées propres expérimentales.

Ces résultats correspondent bien à ceux attendus, bien que le quatrième mode présente des dissymétries liées à l'excitation au marteau de choc réalisée sur la paroi du résonateur.

Il importe maintenant, et ce, avant de réaliser des essais sur une machine tournante, de connaître les influences diverses susceptibles de modifier le comportement vibratoire de ce résonateur. Nous allons tout d'abord nous intéresser à l'influence d'un mauvais positionnement des masselottes et d'une déformation du résonateur.

3.3. Influences d'un mauvais positionnement des masselottes et d'une déformation du résonateur

Les influences de certains paramètres sur les caractéristiques vibratoires du résonateur tel que l'effet d'une déformée du résonateur et le mauvais positionnement d'une masselotte sont évaluées.

Le spectre défini dans la figure (3.16) permet de mesurer l'influence d'une masselotte mal positionnée (masselotte éloignée de 2 mm radialement). Le spectre défini dans la figure (3.17) montre les effets d'un serrage excessif sur la structure.

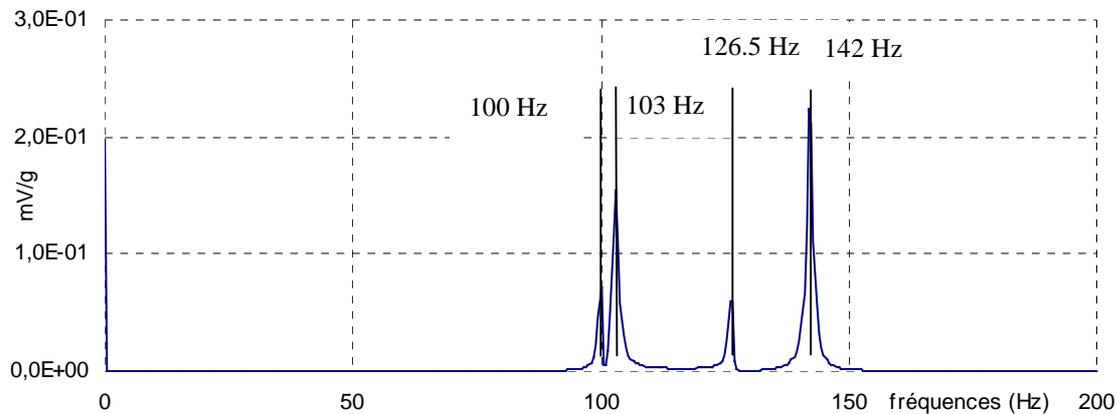


Figure (3.16) : Spectre avec défaut de fabrication : masse excentrée

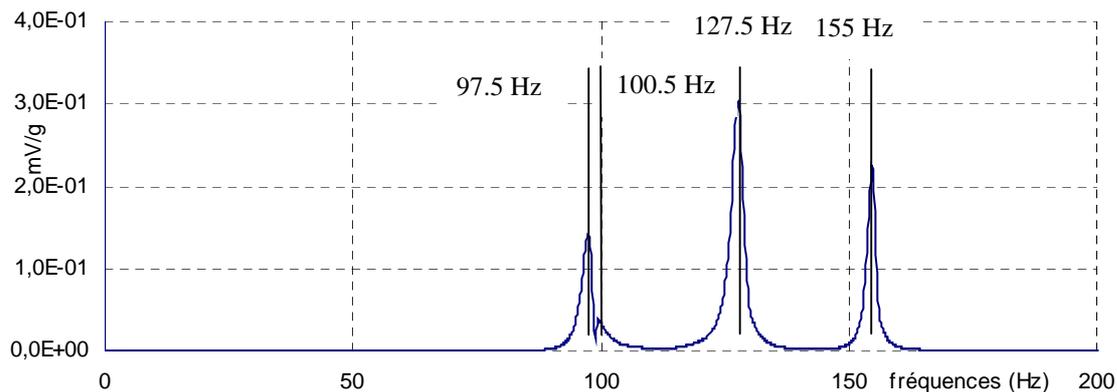


Figure (3.17) : Spectre avec défaut de fabrication : serrage excessif

Sur la figure (3.16), il est possible de remarquer un dédoublement du premier mode propre qui est dû à la dissymétrie du résonateur, et un décalage fréquentiel du mode à 126.5 Hz. L'influence d'un mauvais positionnement d'une masselotte a une relativement faible conséquence sur la réponse vibratoire du résonateur.

Dans le cas d'une déformation en cloche, due à un serrage trop excessif de la vis de maintien, le spectre expérimental figure (3.17) a permis de constater un glissement des fréquences propres de la structure. Les écarts sont importants pour le troisième mode (environ 10%) et permettent de conclure à des dispersions éventuelles des valeurs propres du résonateur. Il

conviendra donc de prendre en compte ces dispersions lors du montage du résonateur sur la machine.

Pour confirmer le modèle, nous avons également réalisé une expérimentation du résonateur par balayage sinus. Les résultats sont exposés dans le paragraphe suivant.

3.4. Essais type sinus fixe

Ce type d'essai permet d'approprier un mode, de façon à ce que tous les points de la structure vibrent en phase (ou en opposition). C'est le critère de phase [GER91] : à la résonance, les excitations et réponses sont en quadrature. L'excitation doit être sinusoïdale et proche de la fréquence propre du mode pour obtenir des réponses importantes, donc plus précises. Le nombre de forces d'excitation, en théorie infini pour une structure continue, peut être très réduit suivant la complexité des formes cherchées. Ces essais vibratoires du résonateur seront réalisés à l'aide d'un pot vibrant ce qui va permettre de simuler une excitation par la base et ainsi de se rapprocher au mieux de la réalité (lorsque le résonateur sera installé sur notre carter). Cette étude va nous permettre non seulement de mesurer quelle sera l'amplification du signal vibratoire du défaut, mais aussi de déterminer quelle sera l'influence de l'amplitude du défaut sur ce coefficient.

3.4.1. Coefficient d'amplification dynamique

Pour la détermination de ce coefficient, le résonateur est excité sinusoïdalement en son centre grâce à l'utilisation d'un pot vibrant, l'amplitude de cette excitation est ensuite comparée à celle donnée par l'accéléromètre, et ce à chaque fréquence caractéristique du résonateur. Les rapports des amplitudes entre accélérations à la périphérie du résonateur et en son centre définissent le coefficient d'amplification dynamique. Dans le tableau ci-dessous, ces rapports sont estimés.

	Mode 1	Mode 3	Mode 4
Coefficient d'amplification dynamique	10	340	10

Tableau (3.6) : coefficients d'amplification dynamique

L'importante valeur du coefficient d'amplification du mode 3 s'explique par le fait que ce mode correspond au mode en cloche, mode prépondérant pour une excitation par la base.

3.4.2. Influence de l'amplitude de l'accélération

Pour déterminer son influence, le résonateur est excité avec différentes amplitudes d'accélération ce qui rend possible la détermination de l'évolution du coefficient multiplicateur. Cette étude nous permet de savoir si, pour une faible amplitude d'excitation, ce coefficient reste suffisamment élevé. Les résultats obtenus sont répertoriés dans le tableau ci-dessous :

Excitation en mV/g	Coefficient multiplicateur
47	8.2
6	10
0.47	7
0.063	10

Tableau (3.7) : Coefficient multiplicateur

On constate que le coefficient multiplicateur reste relativement constant aux fréquences de résonance du résonateur. Quelque soit la valeur de l'amplitude de l'accélération, le résonateur amplifie le signal aux fréquences propres.

Les essais principaux permettant de caractériser globalement la dynamique du résonateur ont été réalisés et les résultats obtenus sont globalement satisfaisants. Nous allons maintenant tester le résonateur à même la structure d'un banc d'essai afin de terminer la validation du comportement dynamique de ce système et de juger son efficacité en service.

4. Etude expérimentale de l'ensemble résonateur et carter

La structure d'essai défini par la figure (3.17) concerne un carter parallélépipédique en tôles d'aluminium de 3 et 4 millimètres d'épaisseur. Ce carter est encastré à sa base sur un bloc béton. Il est composé d'un arbre monté sur deux roulements type 6006. L'arbre est entraîné en rotation par un système poulie courroie afin de minimiser les vibrations provenant du moteur. L'arbre est ensuite chargé statiquement par une force F qui est réalisée par l'adjonction d'un poids mort fixé à un câble, comme le montre la figure (3.18) :

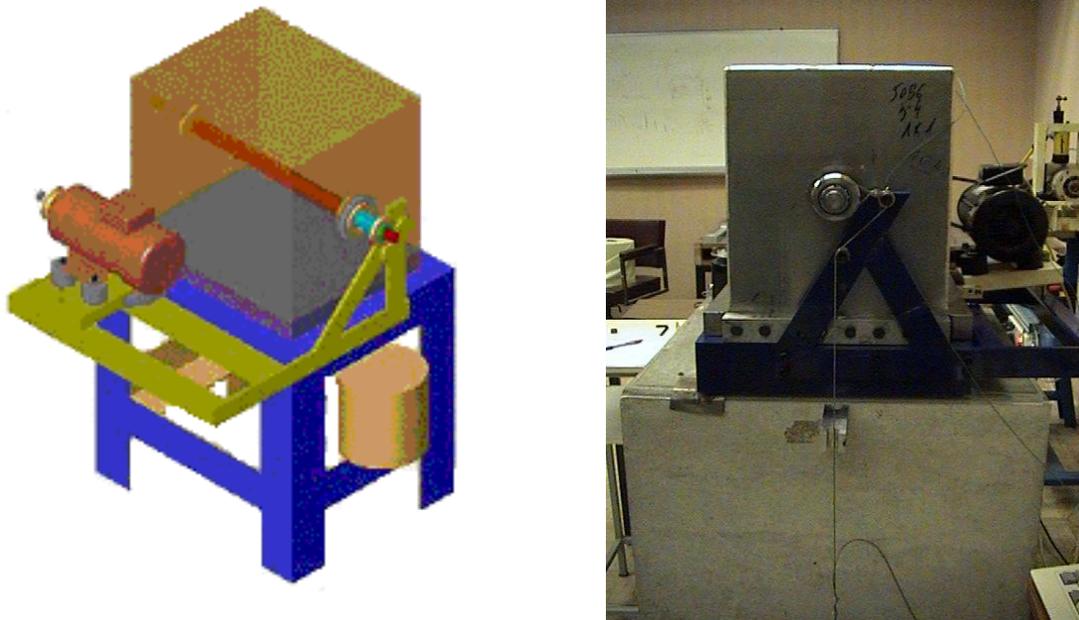


Figure (3.18) : modèle du banc d'essai et réalisation

Les essais sur le banc d'essais sont effectués l'arbre tournant. Dans un premier temps, ils vont être réalisés sur divers points de mesure du carter avec un roulement non défectueux. Ils serviront de base de comparaison pour la suite de l'étude.

Dans un deuxième temps, l'influence d'un défaut sur la bague intérieure d'un roulement sera analysée et comparée avec les mesures faites précédemment. Enfin la même étude sera menée pour un défaut de bague extérieure. Le cas d'un défaut sur un élément roulant ne sera pas traité dans cette partie.

4.1. Les différents points de mesure réalisés sur le carter

Ci-dessous sont répertoriés les différents points de mesure, dans l'ordre ils se situent :

- radialement sur le palier chargé et éventuellement défectueux (point de mesure radial sur palier avant : PA), au plus près de la source de vibration comme le montre la figure (3.19)
- au centre de la surface longitudinale, surface libre de chargement (point de mesure central sans résonateur : PCSR) (figure 3.20)
- au même point mais avec le résonateur (point de mesure central avec résonateur PSAR), figure (3.21)

La position centrale du résonateur a été choisie pour tester le pouvoir séparateur du résonateur. En effet, l'étude du carter par éléments finis a permis de détecter des fréquences de structures voisines de celles des défauts, dont les premières déformées modales correspondent aux modes plaques encastées sur leurs périphéries.

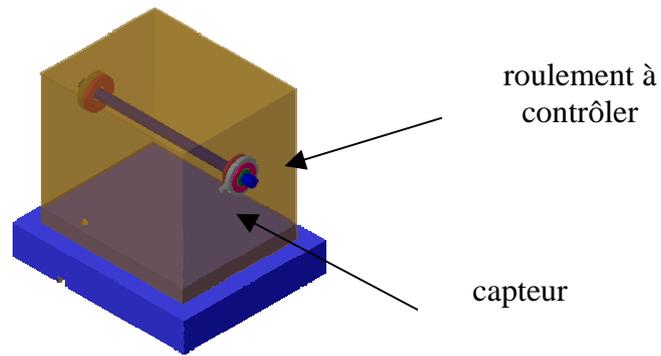


Figure (3.19) : point de mesure radial sur palier avant (PA)

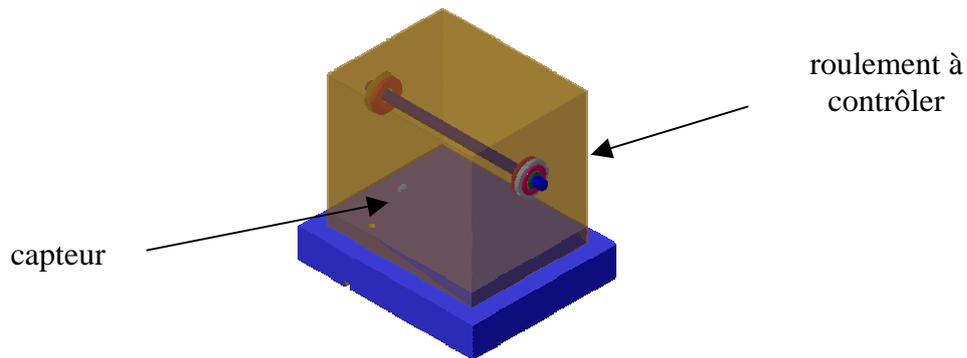


Figure (3.20) : point de mesure central sans résonateur (PCSR)

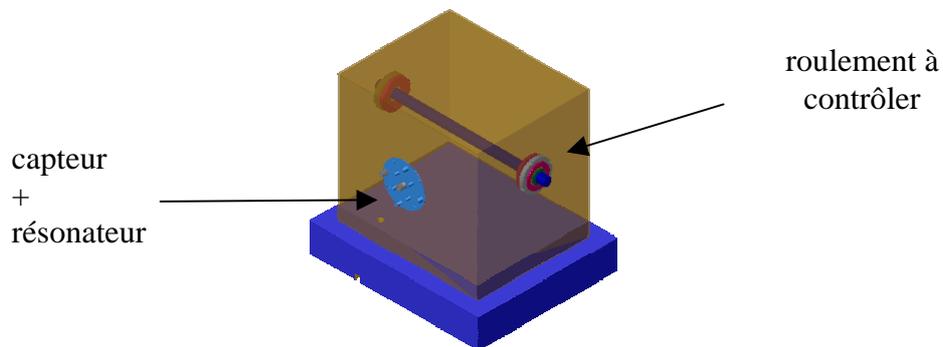


Figure (3.21) : point de mesure central avec résonateur (PCAR)

4.2. Etude expérimentale du carter avec des roulements sans défauts aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.

L'analyse vibratoire étant une méthode de diagnostic des machines tournantes basée sur comparaison de signatures vibratoires à différents stade de fonctionnement, il est important de connaître les caractéristiques vibratoires de la machine lorsque tous les organes sont en bon état de fonctionnement (ces caractéristiques correspondent à la signature vibratoire de référence).

Les figures suivantes (3.22), (3.23) et (3.24) montrent les signatures vibratoires pour les trois positions de mesures (PA, PCSR et PCAR) lorsque le banc est en fonctionnement avec un roulement 6006 en bon état.

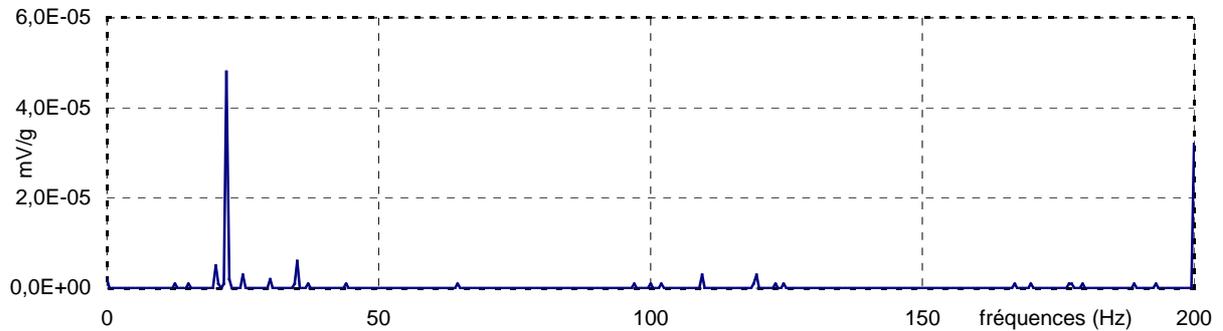


Figure (3.22) : Spectre du carter avec roulement non défectueux obtenu sur le palier(PA)

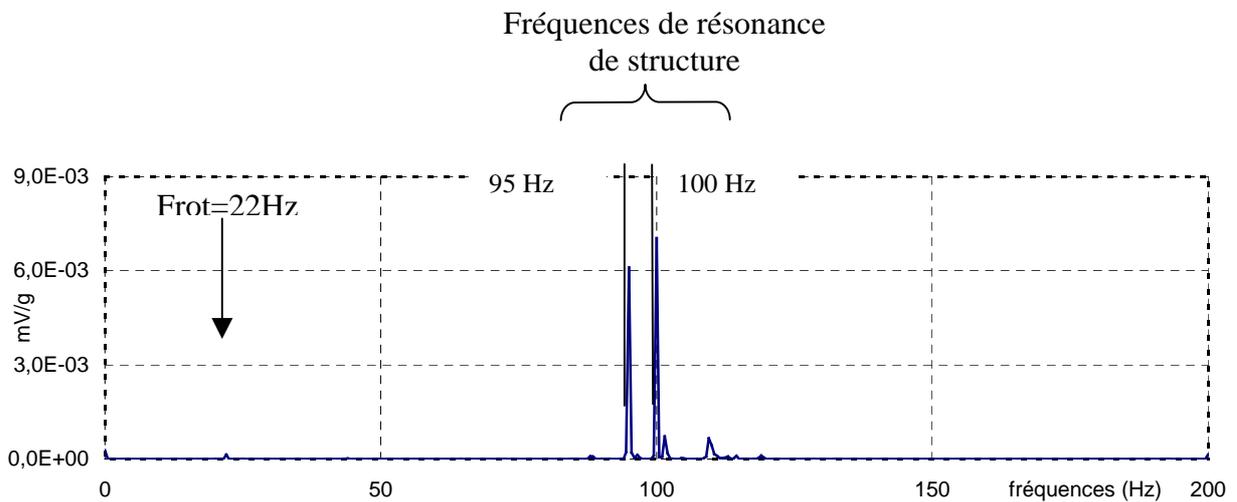
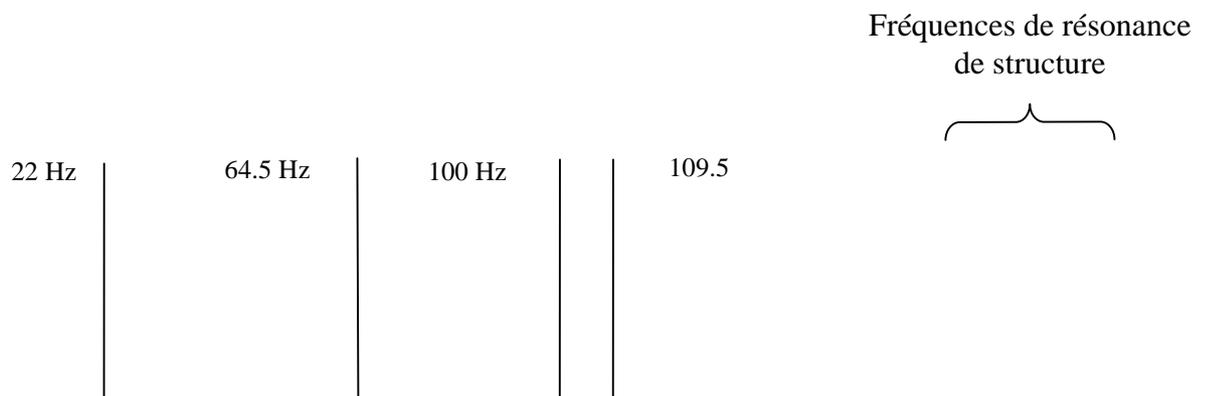


Figure (3.23) : spectre du carter avec roulement non défectueux obtenu au point de mesure central sans résonateur (PCSR)



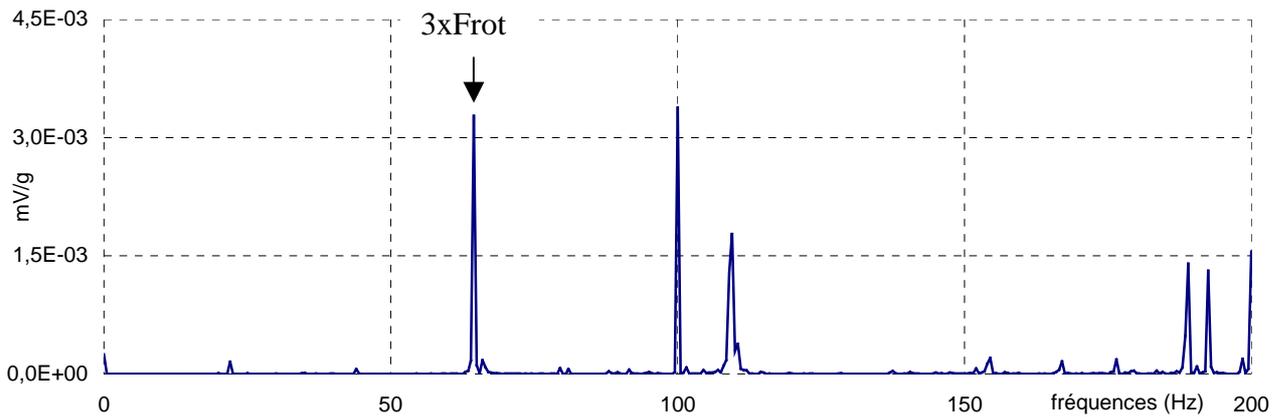


Figure (3.24): spectre du carter avec roulement non défectueux obtenu au point de mesure central avec résonateur(PCAR)

Sur la figure (3.22), le principale pic présent dans ce spectre est celui de la vitesse de rotation (1320 tr/min), à la fréquence de 22Hz correspondant au balourd résiduel de l'arbre de rotation.

Le spectre de la figure (3.23) permet de mesurer l'influence de l'éloignement de la source de vibration sur la paroi du carter. Il est possible de constater l'apparition de trois fréquences propres du carter aux environs de 100 Hz. La fréquence de rotation de l'arbre est masquée par les autres amplitudes.

Une dernière mesure au point de mesure central figure (3.24) est réalisée avec résonateur afin de constater l'effet de celui-ci sur le carter. Deux phénomènes dus au positionnement du résonateur sur le carter sont observés. Tout d'abord, il est possible de noter : un glissement de la première fréquence propre du carter qui est du à la masse du résonateur rapporté sur la face du carter et une diminution des amplitudes des fréquences de résonance du carter. Le résonateur se comporte ici comme un amortisseur de vibrations.

4.3. Etude expérimentale du carter avec un défaut sur la bague intérieure (Fdef=140 Hz)

4.3.1. Spectres aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.

Le défaut sur la bague intérieure a été créé artificiellement par électroérosion. La fréquence caractéristique de ce défaut correspond à la fréquence d'impact pour une fréquence de rotation

de l'arbre de 22Hz : elle est de 140 Hz. Les spectres mesurés aux trois points de mesure successifs vont être comparés aux spectres sans défauts.

L'étude des spectres obtenus au point de mesure central avec résonateur permet de vérifier le bon fonctionnement de celui-ci, grâce à l'observation de l'évolution de la fondamentale du spectre caractéristique du défaut.

Les figures suivantes (3.25), (3.26) et (3.27) montrent les signatures vibratoires pour les trois positions de mesures (PA, PCSR et PCAR) lorsque le banc est en fonctionnement avec un roulement 6006 défilant.

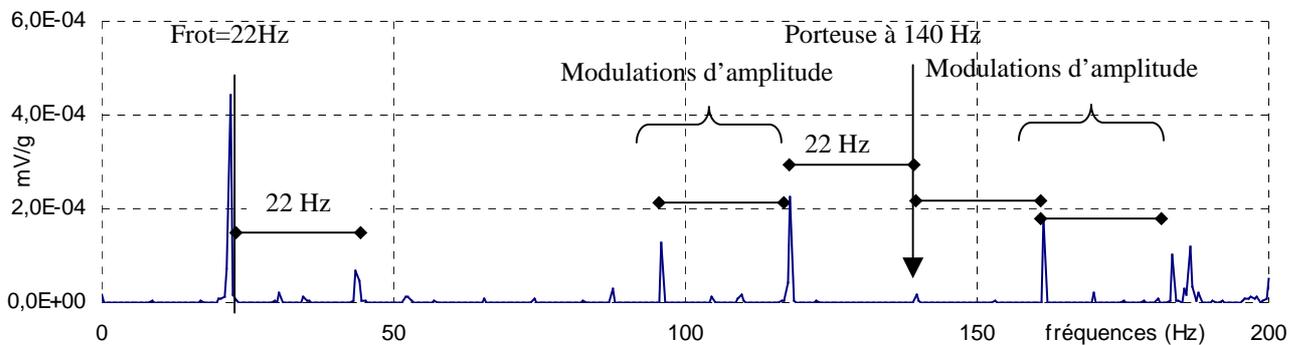


Figure (3.25): spectre du carter avec bague intérieure du roulement défectueuse obtenu sur le palier(PA)

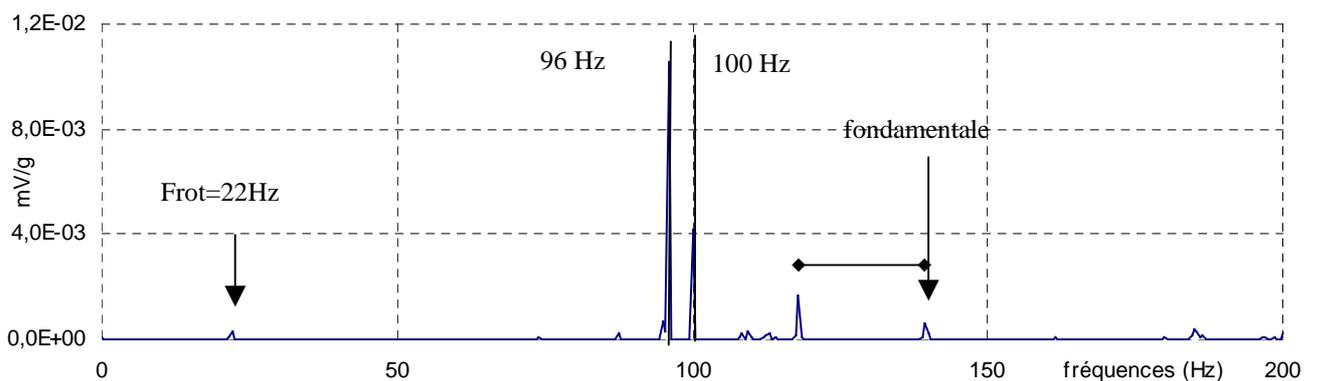


Figure (3.26): spectre du carter avec bague intérieure du roulement défectueuse obtenu au point de mesure central sans résonateur(PCSR)

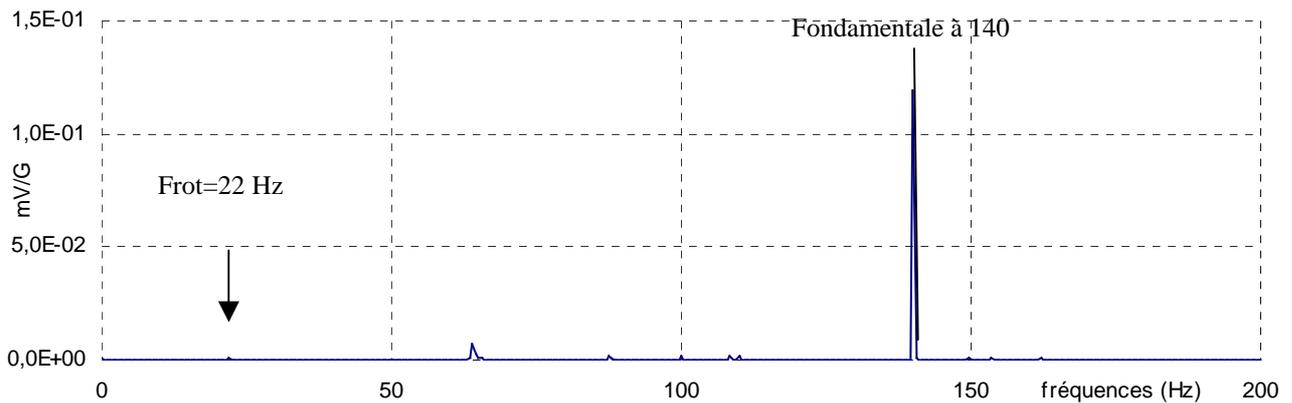


Figure (3.27) : spectre du carter avec bague intérieure du roulement défectueuse obtenu au point de mesure central avec résonateur(PCAR)

Sur la figure (3.25), il est possible d'identifier le défaut de la bague intérieure du roulement, non pas par la fondamentale mais par les raies de part et d'autre de la fréquence du défaut situé à 140 Hz qui reste à peine visible sur le spectre. Comme défaut est tournant par rapport à la direction de la charge, ce phénomène correspond à une modulation d'amplitude autour de cette fréquence porteuse [RAS95].

A la lecture du spectre de la figure (3.26), le diagnostic du défaut est relativement difficile à établir, voir impossible. Ceci s'explique par l'éloignement de la source de vibration. L'amplitude de la fondamentale reste trop faible pour affirmer qu'elle provient du défaut de la bague endommagée surtout qu'elle n'est plus accompagnée de façon évidente de ses modulations de fréquences. Il est facile de constater, en comparant ces spectres, que le résonateur remplit parfaitement son rôle puisqu'il amplifie la fondamentale de défaut et la rend détectable comme le prouve la figure (3.27). L'amplification est telle que les fréquences propres du carter sont masquées.

4.3.2. Bilan de ces essais.

La comparaison des spectres avec défauts sur le palier et au point de mesure central sans et avec résonateur est donnée dans la figure (3.28). Il est évident de constater, à la vue des deux spectres représentés aux figures (3.26) et (3.27), que lorsque le point de mesure s'éloigne de la source de vibration initiée par le défaut, est beaucoup plus difficilement détectable. C'est la présence des fréquences de résonance qui masquent la raie du défaut en raison de leurs amplitudes élevées.

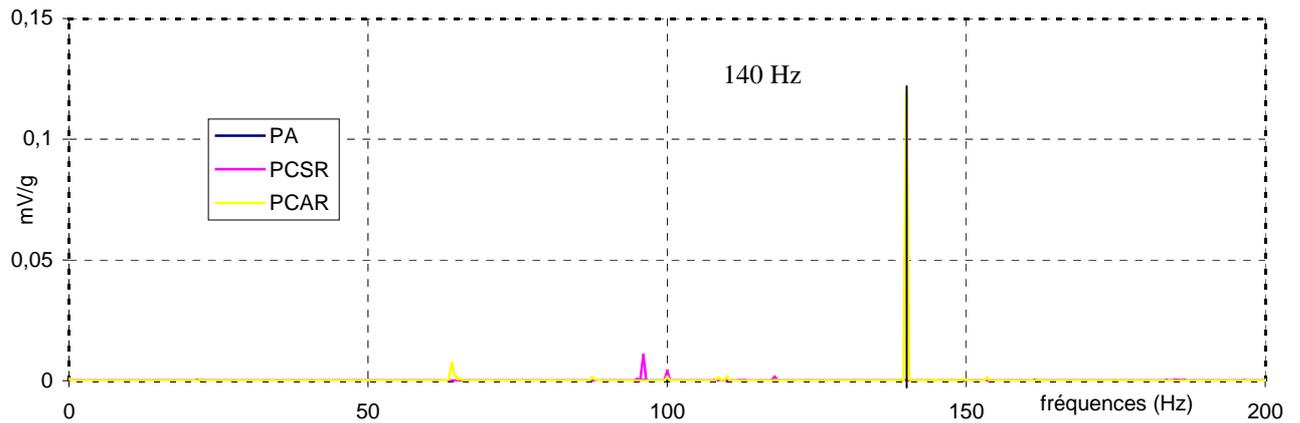


Figure (3.28) : Comparaison des spectres avec défaut de bague intérieure sur les 3 points de mesure

La comparaison des spectres avec défauts au point de mesure central avec et sans résonateur permet de faire apparaître la fréquence de défaut de façon évidente grâce à une forte amplification. A la lecture des deux spectres (Figures (3.25) et (3.27)), il est évident que la détection du défaut avec le résonateur est plus aisée que lorsque le capteur est placé sur le palier. Il semble donc plus aisé de détecter un défaut précoce avec le résonateur que sur le palier. De même, la comparaison des spectres figure (3.29) au point central sans et avec défaut permet de s'affranchir du rôle joué par le résonateur. Dans ce contexte, le résonateur remplit parfaitement son rôle.

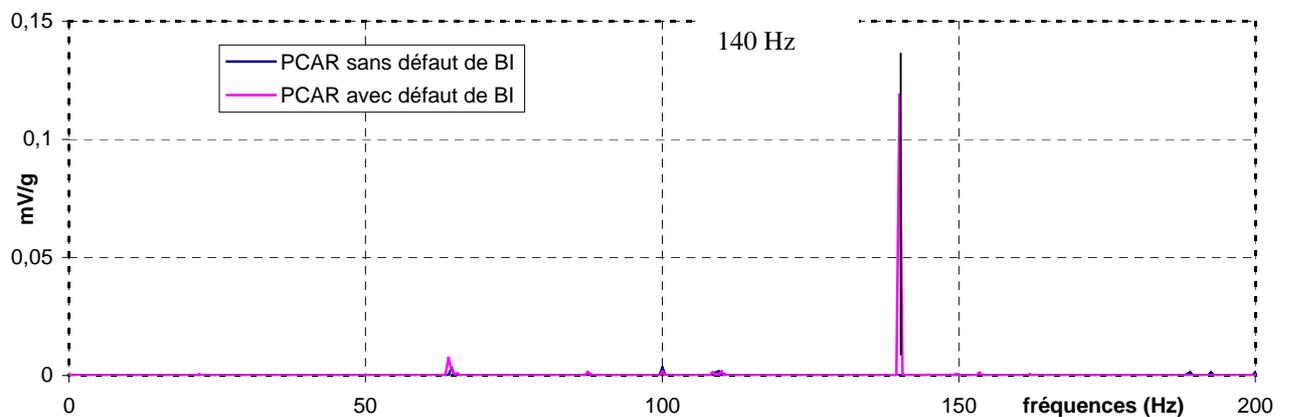


Figure (3.29) : Comparaison des spectres sans et avec défaut de bague intérieure (PCAR)

Ces différents essais montrent très clairement l'intérêt que peut avoir le résonateur dans la détection d'un défaut lorsque la mesure ne peut être réalisées au plus près de la source excitatrice. Nous allons poursuivre ces essais en utilisant un roulement comportant un défaut sur la bague extérieure.

4.4. Etude expérimentale du carter avec un défaut sur la bague extérieure (Fdef=100 Hz)

4.4.1. Spectres aux points de mesures PA, PCSR et PCAR.

Après avoir créé artificiellement un défaut sur la bague extérieure, les relevés spectraux vont être comparés à ceux sans défaut et cela aux mêmes points de mesure que pour un défaut sur la bague intérieure.

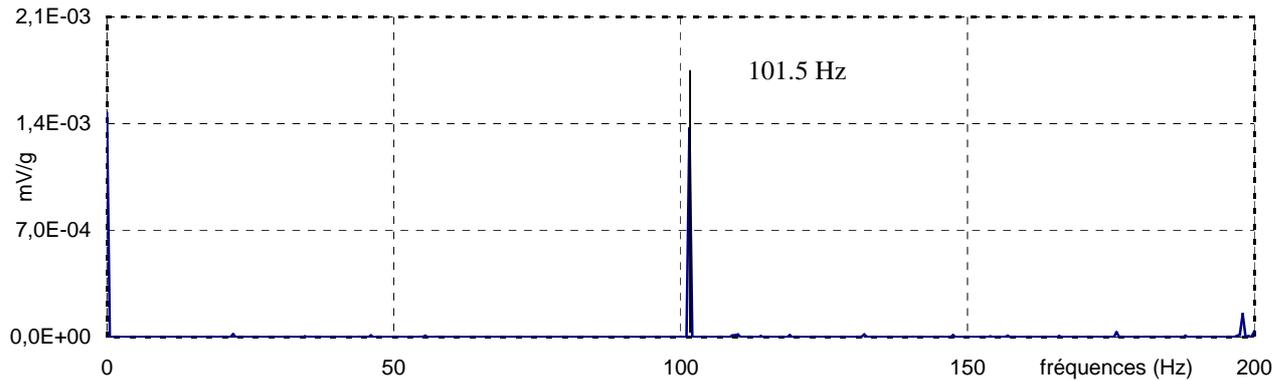


Figure (3.30): spectre du carter avec bague extérieure du roulement défectueuse obtenu sur le palier(PA)

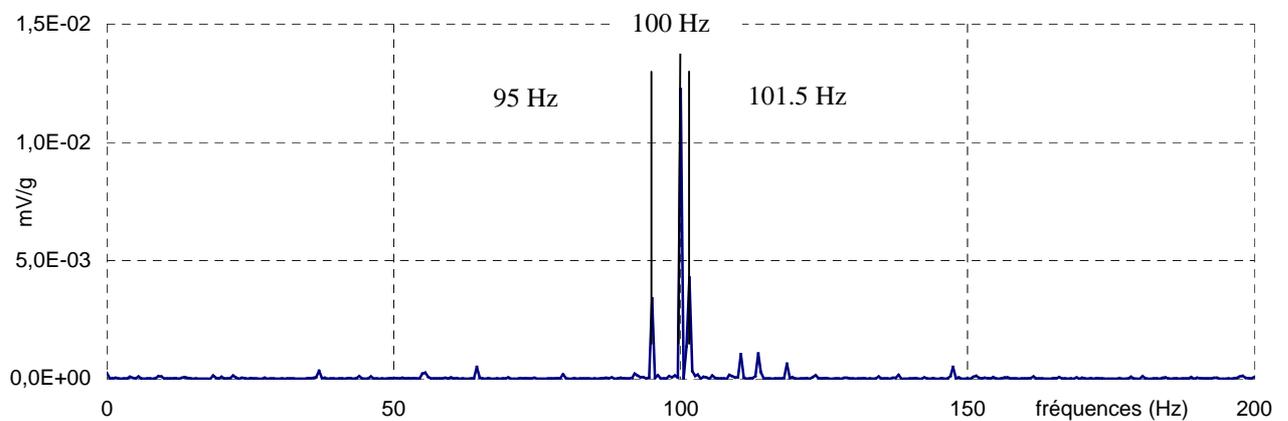


Figure (3.31) : spectre du carter avec bague extérieure du roulement défectueuse obtenu au point de mesure central sans résonateur (PCSR)

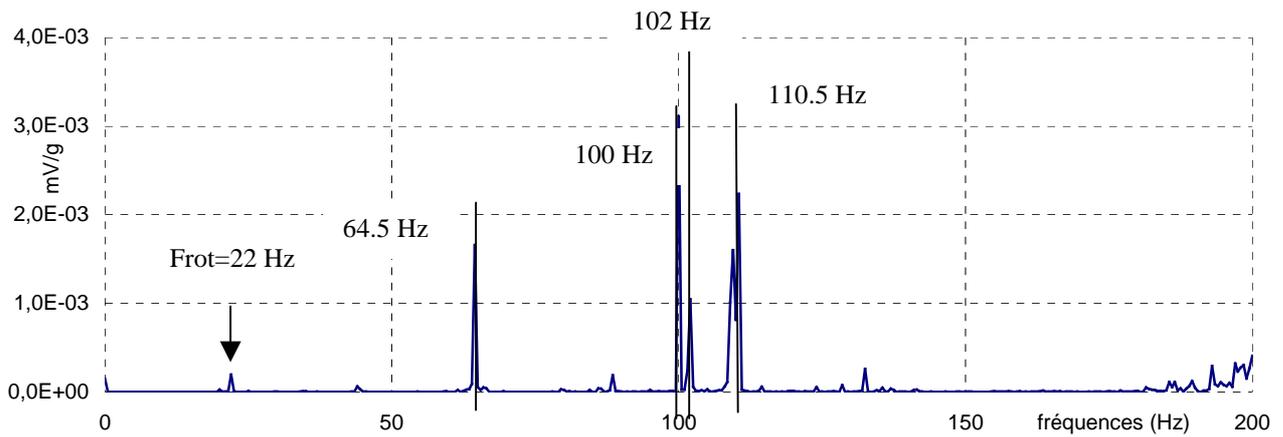


Figure (3.32): spectre du carter avec bague extérieure du roulement défectueuse obtenu au point de mesure central avec résonateur (PCAR)

Sur la figure (3.30), il est possible d'identifier le défaut de la bague extérieure du roulement, grâce à la fondamentale du signal de défaut.

A la lecture du spectre de la figure (3.31), le diagnostic du défaut est bien visible à priori. En effet, il est difficile de s'assurer qu'elle provient du défaut de la bague endommagée.

Quant à la figure (3.32), le spectre obtenu au point de mesure central avec résonateur ne permet pas, cette fois ci, de vérifier le bon fonctionnement de celui-ci.

Cette fois ci, il n'est pas possible de conclure au bon fonctionnement du résonateur, puisque la fréquence du défaut à 100 Hz n'apparaît pas distinctement. Les fréquences ne sont pas dissociées et le carter perturbe la mesure à cause de la proximité de ses fréquences propres.

4.4.2. Bilan de ces essais

La comparaison des spectres avec défauts sur le palier et au point de mesure central sans et avec résonateur va permettre ou ne pas permettre de mettre en évidence le fonctionnement de celui-ci, comme le rappelle la figure (3.33).

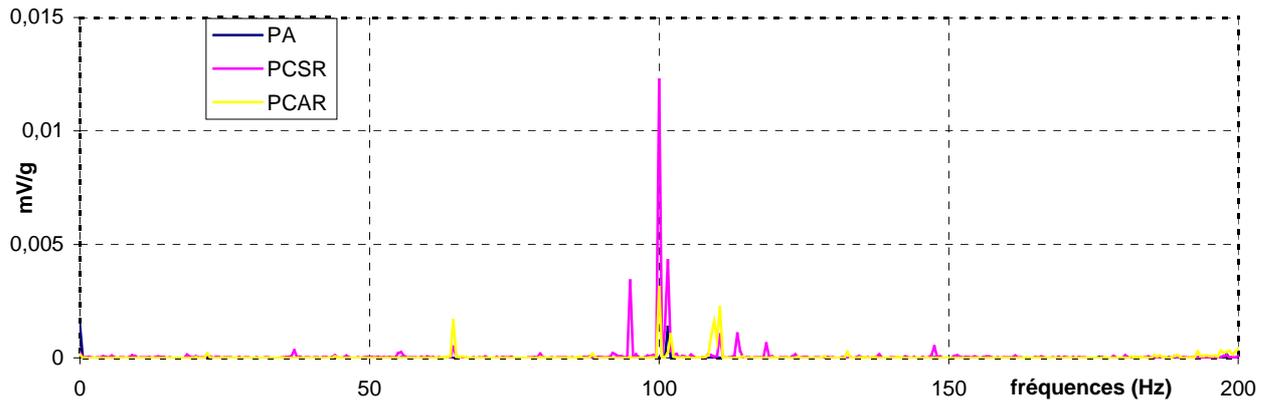


Figure (3.33) : Comparaison des spectres avec défaut de bague extérieure sur les 3 points de mesure

Dans ce deuxième cas, le défaut de bague extérieure réalisé sur le roulement ne permet pas de rendre compte du bon comportement de celui-ci. En comparant les mesures effectuées dans ces conditions avec celles faites avec un roulement non défectueux il est facile de constater que le résonateur ne remplit plus son rôle, il atténue même le signal.

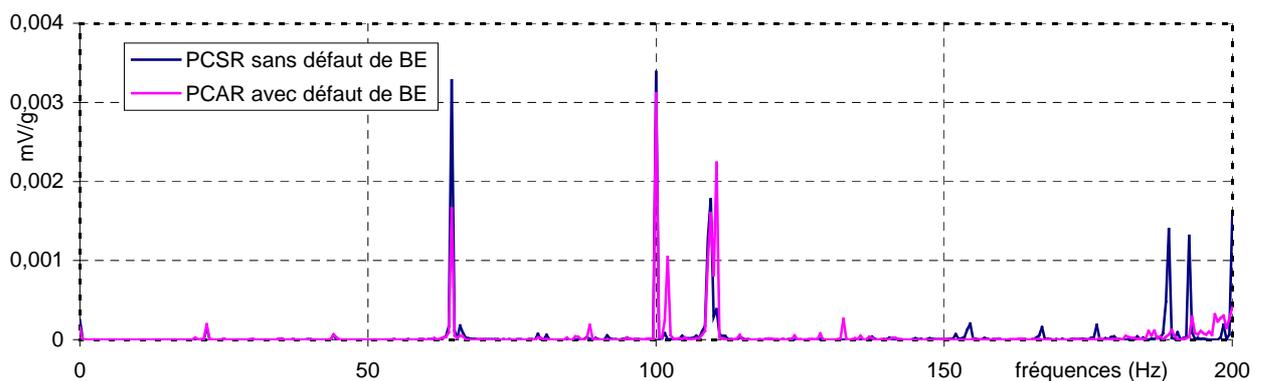


Figure (3.34) : Comparaison des spectres sans et avec défaut de bague extérieure PCAR

Dans ce deuxième temps, comme le montre la figure (3.34), le défaut de bague extérieure réalisé sur le roulement ne permet pas de rendre compte du bon comportement de celui-ci. En comparant les mesures effectuées dans ces conditions avec celles faites avec un roulement non défectueux il est facile de constater que le résonateur ne remplit plus son rôle, il atténue même le signal. Par contre, l'éloignement du point de mesure de la source de vibration rend plus facile la détection du défaut, ceci étant dû à la présence d'une fréquence de résonance du carter égale à la fréquence de défaut. Le carter fait donc office de résonateur. Son ajout a un effet néfaste sur le diagnostic du défaut, la fréquence propre du carter étant prédominante à la fréquence de défaut.

4. Conclusion

Dans ce chapitre, un résonateur a été monté sur le carter en condition de marche. Ce résonateur s'est montré efficace pour un défaut de bague intérieure, les fréquences propres du carter ne correspondant pas avec celles du défaut de bague intérieure. Par contre, pour un défaut de bague extérieure, le résonateur s'est montré non seulement inefficace, mais il rendait la détection du défaut difficile. La structure porteuse présente des fréquences propres voisines de celle du défaut. Le signal vibratoire est masqué par la réponse de la structure et de ce fait rend son interprétation difficile.

Le résonateur a été conçu comme un composant à part, dont le fonctionnement peut s'avérer intéressant sur des structures industrielles très rigides et compactes. Pour des structures souples où le gain de poids est un paramètre important, le résonateur ne semble pas adapter et se comporte davantage en masse qu'en raideur. C'est pourquoi il serait intéressant de concevoir le résonateur directement sur la structure et de tester le nouveau système.

CHAPITRE IV

DETERMINATION DES POINTS OPTIMAUX DE MESURES VIBRATOIRES DES DÉFAUTS DE ROULEMENT.

L'analyse vibratoire en maintenance conditionnelle repose sur la prise de mesures vibratoires à l'aide de capteurs accélérométriques piézo-électriques placés en un point de la machine. La fiabilité de ces mesures est directement conditionnée par l'emplacement des capteurs. Il n'est en effet pas toujours possible de se positionner au plus près de l'élément à surveiller pour des raisons d'accessibilité. Il est donc essentiel de choisir d'autres points de mesure riches en informations vibratoires, permettant à la fois de détecter des défauts naissants et de suivre leur évolution dans le temps. L'objectif de ce chapitre est de proposer une méthodologie générale basée sur une approche numérique qui permet dans un premier temps de définir une zone de mesure optimale de détection et dans un deuxième temps de suivre l'évolution des défauts de fatigue de type écaillage. Notre démarche s'appuie sur la modélisation et la mise en œuvre d'un banc de mesure comportant, pour l'essentiel, un carter et un arbre monté sur deux roulements à contact radial.

1. Modèle numérique de banc d'essais

1.1. Démarche de construction du modèle éléments finis de l'ensemble de la structure.

Une modélisation numérique de l'ensemble carter/arbre/roulements/paliers (figure 4.1.) basée sur la méthode des éléments finis est utilisée.

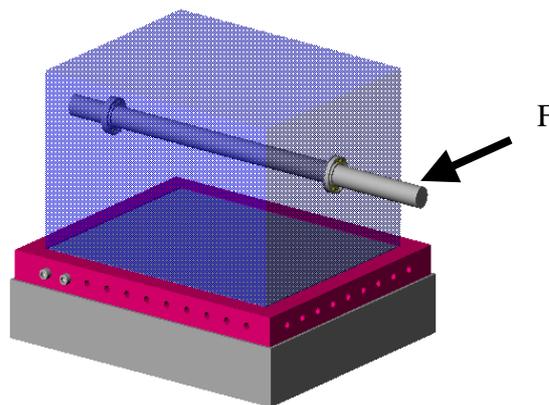


Figure (4.1) : Structure assemblée

Le comportement non linéaire du contact bagues/billes des roulements a été pris en compte en s'appuyant sur la démarche proposée au chapitre 2 [BOU99]. Une charge statique F est appliquée directement sur l'arbre en rotation par le biais d'une masse pesante.

Le but ultime du modèle numérique est de déterminer la position optimale des points de mesure. Pour cela, il convient d'établir un modèle éléments finis basé sur les résultats expérimentaux.

Nous avons, dans un premier temps, réalisé un modèle éléments finis du carter d'essai. Le modèle éléments finis doit alors être recalé à partir des mesures obtenues sur le modèle expérimental. Le recalage consiste à modifier les paramètres décrivant le modèle à partir d'une comparaison entre calculs et essais. Ainsi la corrélation calculs et essais obtenue est meilleure que la corrélation initiale. La procédure de recalage du modèle est décrite dans l'organigramme situé ci-après figure (4.2) et permet d'ajuster le modèle numérique au modèle expérimentale.

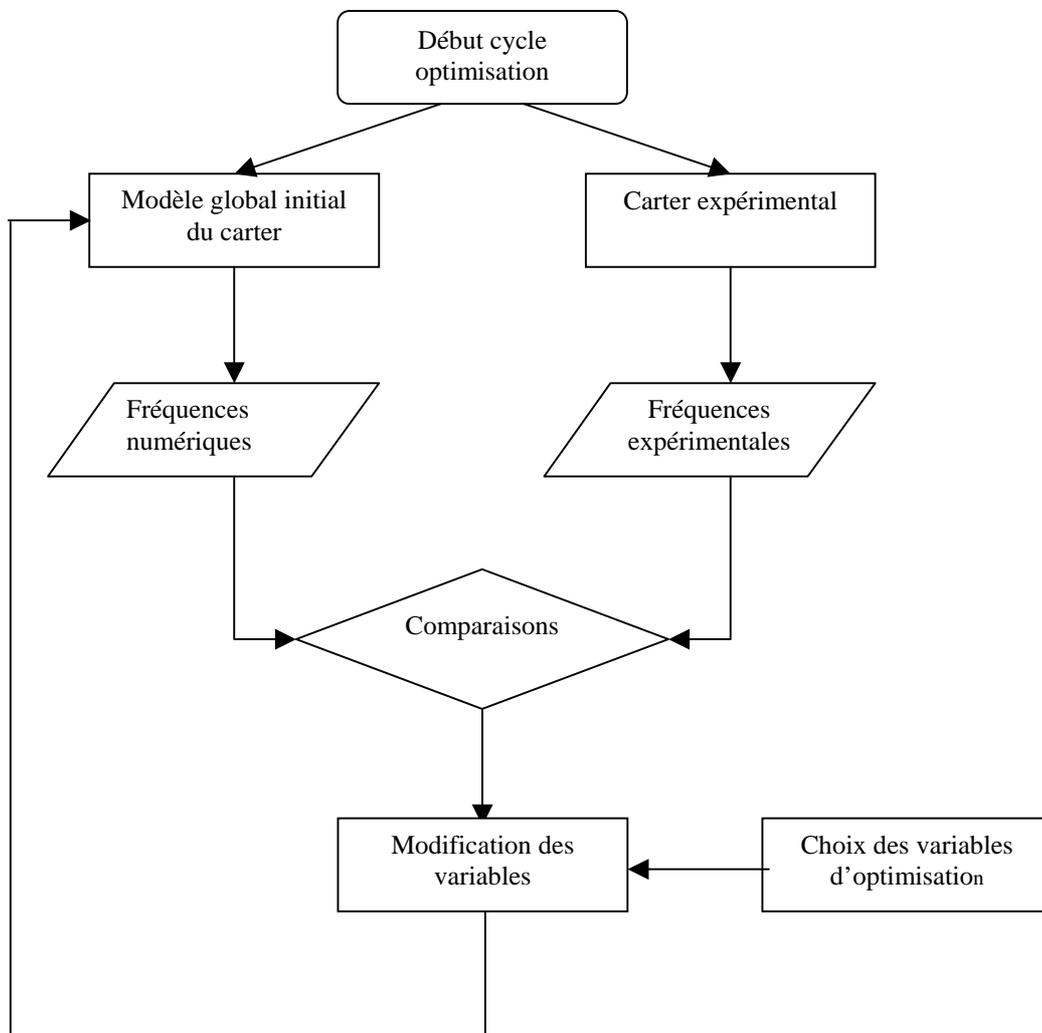


Figure (4.2) : Procédure permettant de recalibrer le modèle numérique et expérimental

La procédure du recalage des éléments de ce carter se fait étape par étape : chaque pièce maîtresse est recalée avant insertion dans le modèle numérique assemblé [YAK99]. La

principale difficulté réside dans le fait qu'il est très difficile d'avoir un résultat expérimental du comportement dynamique du roulement dans ces conditions d'essai. Avant assemblage, chaque sous-structure va être recalée.

1.2. Analyse vibratoire du carter seul en libre libre

L'ensemble du carter est modélisé à l'aide d'éléments plaques à 3 nœuds de type DKT et à 4 nœuds de type DKQ. Les accéléromètres sont pris en compte par l'adjonction de masses ponctuelles de même masse. Les billes des roulements sont elles modélisées par des éléments à deux nœuds reliant l'arbre au carter. Les points de mesure du carter sont optimisés à partir d'un programme de la SDT Matlab [BAL00]. Ils permettent de fixer la position des accéléromètres pour mesurer un maximum d'informations vibratoires des premiers modes de vibration. La figure (4.3) donne la position des points de mesure. L'excitation est réalisée à l'aide d'un marteau de choc. Le carter est suspendu par quatre « sandows ». L'origine des attaches d'un « sandow » ne modifie que très peu l'allure des réponses (quelques pour cent).

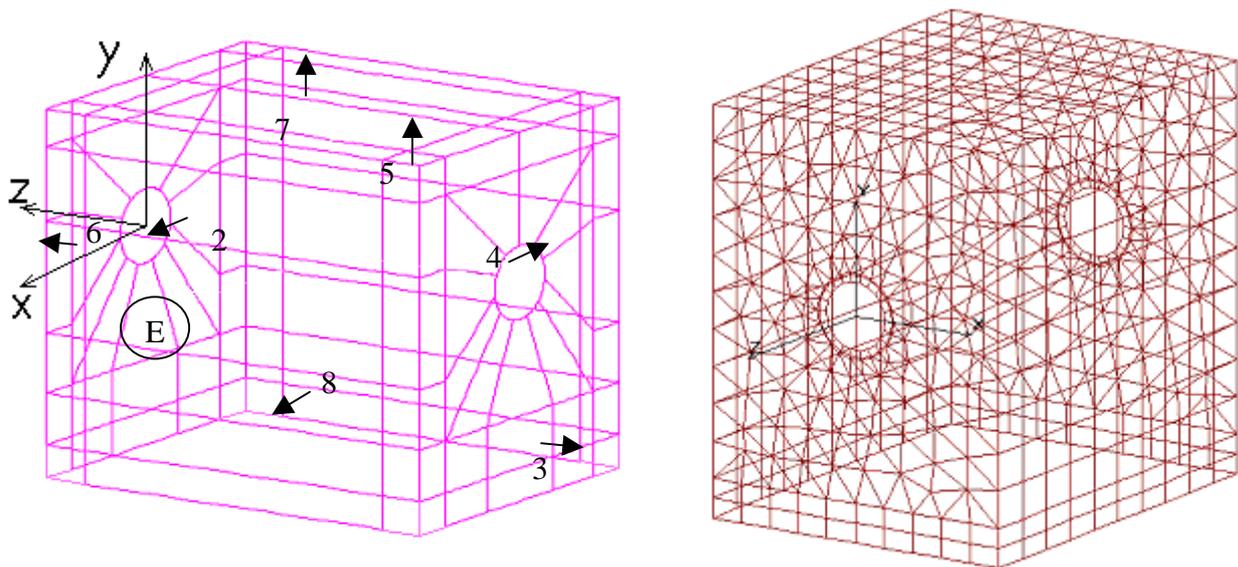


Figure (4.3) : Modèle surfacique du carter seul et points de mesures

La point E correspond à l'emplacement de l'impact réalisé au marteau de choc . Les sorties sont numérotées sur le carter de 2 à 8. Le l'acquisition des signaux est réalisée dans la gamme 0-200 Hz à l'aide du système d'acquisition Siglab [SIG00]. Les différentes fonctions de réponse en fréquence sont représentées sur la figure (4.4)

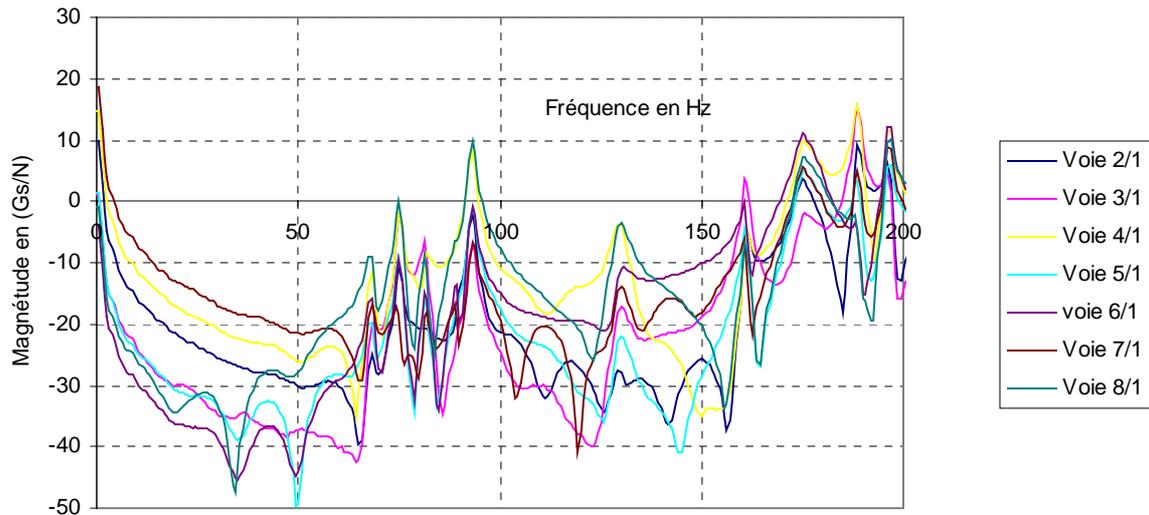


Figure (4.4) : Fonction de transfert du carter seul en libre-libre sur les 7 voies , excitation au marteau sur la voie 1 dans la bande 0-200 Hz, 1600 valeurs spectrales

Dans la bande de fréquences 0-150 Hz, les fréquences propres significatives sont répertoriées dans le tableau suivant, avant et après optimisation :

Avant optimisation	68 Hz	73.5 Hz	81.5 Hz	93 Hz	130.5 Hz
Après optimisation	64.1 Hz	75.8 Hz	89.3 Hz	98.5 Hz	115.4 Hz
Ecart relatif	5.7 %	-3.1 %	-9.8 %	-5.9 %	11.5 %

Tableau (4.1) : Ecart relatif entre fréquences propres numériques et expérimentales du carter seul

Pour certaines fréquences, des écarts relativement importants restent élevés. Ceci semble être dû aux défauts géométriques du carter. En effet, nous avons constaté une flèche de deux à trois millimètres au centre géométrique de quelques faces du carter. De plus, il n'a pas été possible de déterminer les déformées modales. (nombre de voies insuffisantes). Nous allons maintenant nous intéresser à l'étude du comportement vibratoire de l'arbre.

1.3. Analyse vibratoire de l'arbre en libre-libre

L'arbre est discrétisé avec des éléments poutres de type Timoshenko. Le mode libre-libre est obtenu par suspension de l'arbre par deux « sandows », fixés au niveau des paliers à roulement. L'excitation est également réalisée à l'aide d'un marteau de choc (figure 4.5).

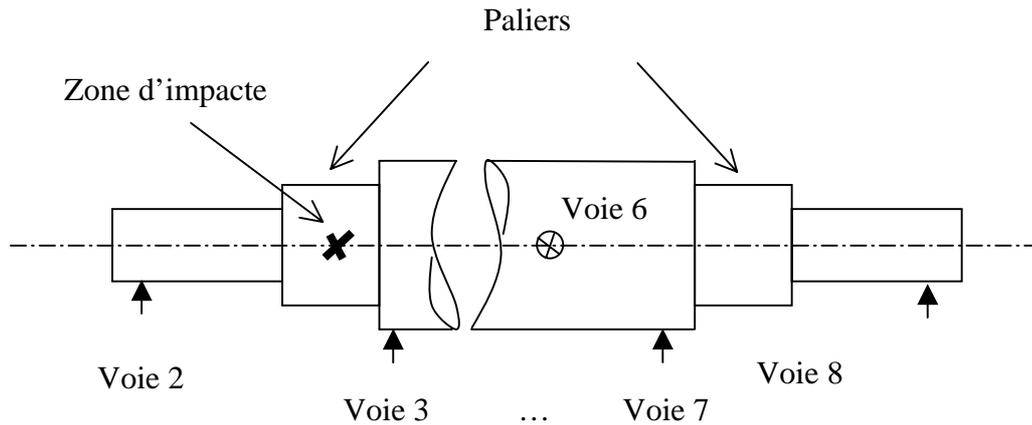


Figure (4.5) : Montage de l'arbre en libre-libre

Sur le spectre figure (4.6), il est possible d'observer les fonctions de transfert de l'arbre dans la gamme de fréquences 0 – 1000 Hz.

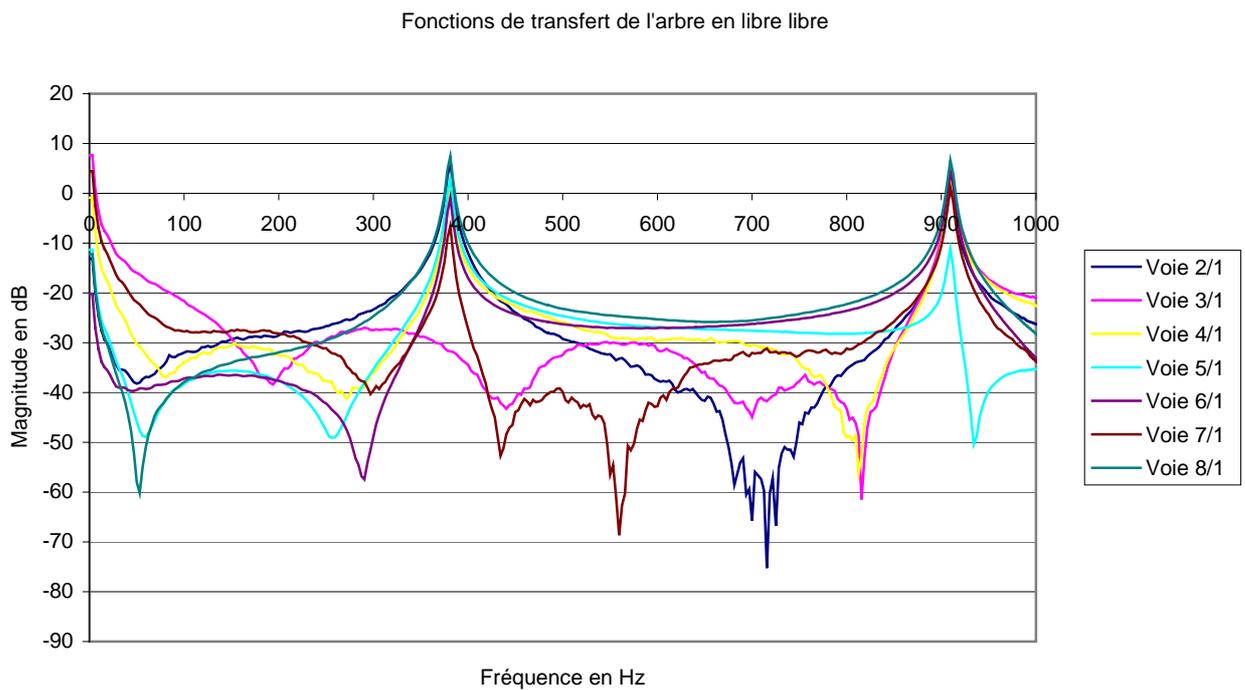


Figure (4.6) : Fonction de transfert de l'arbre en libre/libre, excitation au marteau sur la voie 1 dans la bande 0-1000 Hz, 1600 valeurs en fréquences

Dans le tableau ci-dessous, les fréquences de flexion expérimentales et numériques sont comparées dans la bande [0-1000Hz] et les écarts relatifs estimés :

Fréquences numériques	365.5 Hz	888.54 Hz
Fréquences expérimentales	381.3 Hz	912.5 Hz
Ecart relatif	-4.3 %	-2.7 %

Tableau (4.2) : Comparaison des fréquences numériques et expérimentales de l'arbre

Dans la gamme de fréquences 0 – 200 Hz, l'arbre peut être considéré comme suffisamment rigide. Son comportement en raideur n'influence pas les calculs de façon notable. Par contre son comportement en masse ($M_{\text{arbre}} = 7.7 \text{ kg}$) joue un rôle important dans les premiers modes propres du banc d'essai.

1.4. Fonctions de réponse en fréquence de la structure assemblée

Le modèle global de cette structure comporte 1712 nœuds, 1783 éléments et 7409 degrés de liberté. Il est constitué de l'assemblage des quatre sous structures suivantes : bâti, arbre, roulements, et paliers. Ces derniers sont discrétisés par des briques à huit nœuds comme le montre la figure (4.7). Ce modèle va servir de base à nos calculs dynamiques. Les accélérations maximales (valeurs crêtes en accélérations des signaux temporels) de la structure après simulation du défaut du roulement au niveau du palier défectueux sont localisées et exploitées expérimentalement.

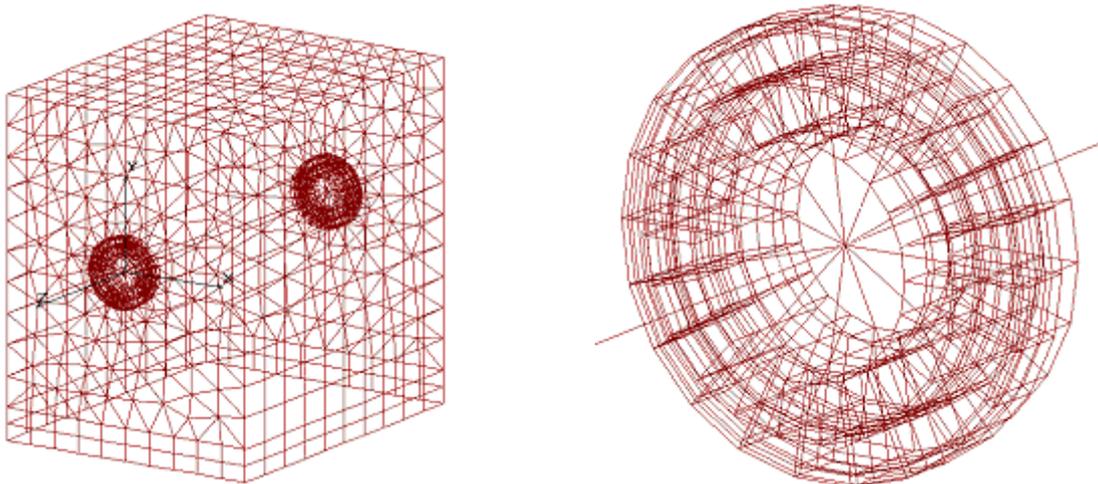


Figure (4.7) : Structure assemblée discrétisée et détail du palier

La figure (4.8) ci-dessous permet de comparer les écarts entre modèle numérique et carter expérimental des fonctions de réponses en fréquences dans la bande 0-200 Hz. Seule la

correspondance des pics du modèle numérique avec le système réel est à prendre en considération. En effet, le recalage s'est fait à partir du seul critère des fréquences.

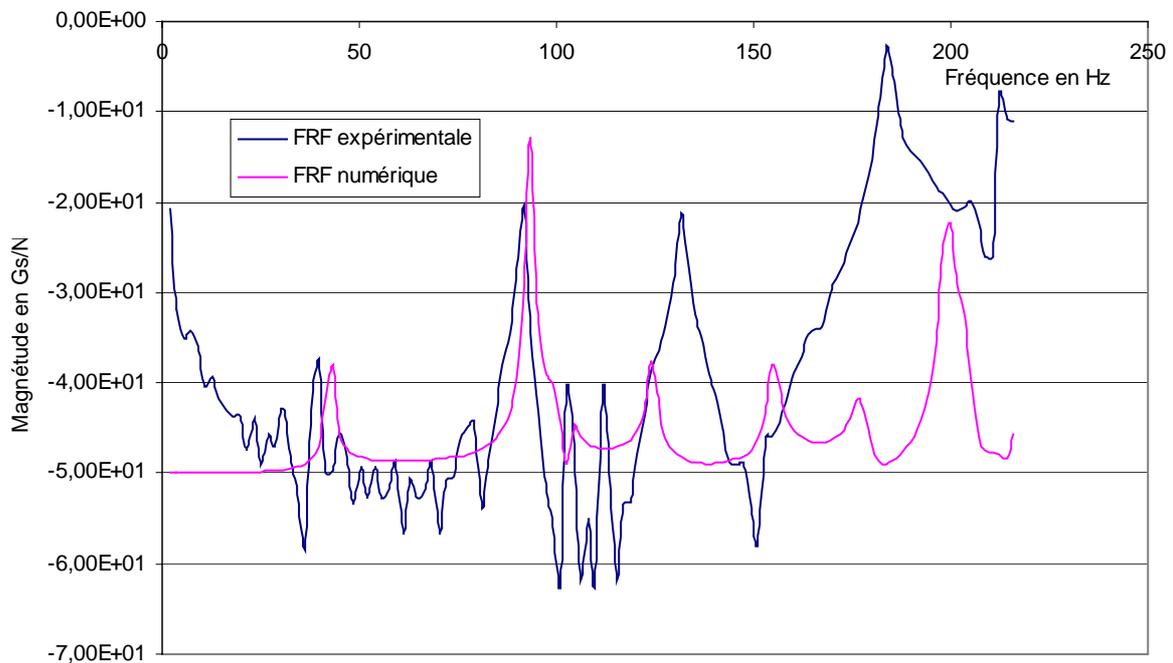


Figure (4.8) : Comparaison des fonctions de transferts expérimentale et numérique

Le modèle global du système assemblé a été réalisé en intégrant la matrice de raideur tangente des roulements. Il prend en compte la précharge du roulement et les principaux paramètres mécaniques du système. Il gère la déformation élastique du carter, tant d'un point de vue statique que dynamique. Ce modèle par éléments finis va nous permettre d'obtenir les réponses vibratoires du carter soumis à un défaut de roulement simulé. Une zone topologique qui correspondant au meilleur point de mesure vibratoire sera définie, zone où les accélérations sont les plus importantes.

2. Détermination des points optimum de mesure

Dans le cadre d'une surveillance vibratoire, le placement des capteurs doit normalement se faire au plus près du défaut. Pourtant, il n'est pas toujours possible de se placer sur l'élément à surveiller il est donc essentiel de choisir d'autres points de mesure riches en informations vibratoires.

2.1. Méthodologie

Les réponses calculées à l'aide de l'équation (2.36) permettent aisément de calculer les accélérations sur l'ensemble de la structure. Compte tenu du fait qu'expérimentalement les techniciens en maintenance utilisent des accéléromètres directement fixés sur la surface de la structure, les accélérations calculées sont projetées dans la direction normale à chaque nœud du maillage se trouvant sur la surface externe de la structure. La zone de mesure optimale est donc celle qui se situe dans la zone où l'accélération projetée est maximale.

2.2. Détection d'un défaut

Notre méthodologie a été appliquée au dispositif expérimental décrit précédemment. Les paramètres qui caractérisent le signal d'excitation utilisent les valeurs suivantes : fréquence d'excitation $f_{be} = 91.58$ Hz, fréquence de rotation de l'arbre $f_s = 20$ Hz et largeur du défaut $b = 2$ mm. Les résultats de la modélisation numérique présentée à la figure (4.7) montrent qu'il existe une zone optimale de détection qui s'avère être indépendante de la forme de l'excitation. Par ailleurs, il apparaît que la position de cette zone de mesure optimale change peu lorsque la précharge se situe dans un intervalle variant de 150 N à 600 N.

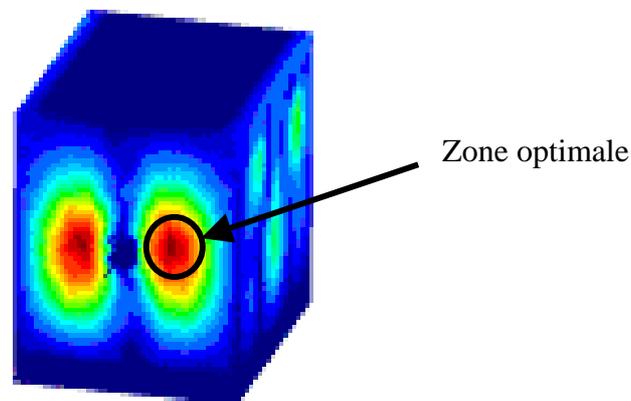


Figure (4.7): Iso valeurs des accélérations A_{max} pour une précharge de 150N:

La validation expérimentale est réalisée à partir du banc d'essai présenté au chapitre 3. Un roulement défectueux est monté du côté du même côté de la pré charge. La bague extérieure de ce roulement comporte un défaut elliptique de 11.15 mm² de surface (correspondant à une largeur de défaut de 2mm). Ce défaut a été créé artificiellement, et engendre la partie dynamique de l'excitation.

Pour permettre la comparaison des différentes voies, les capteurs sont positionnés : au point optimum (voie 3), radialement sur le palier (voie 1), et axialement sur la face avant (voies 4 à 8). La position des différentes voies est indiquée dans la figure (4.8).

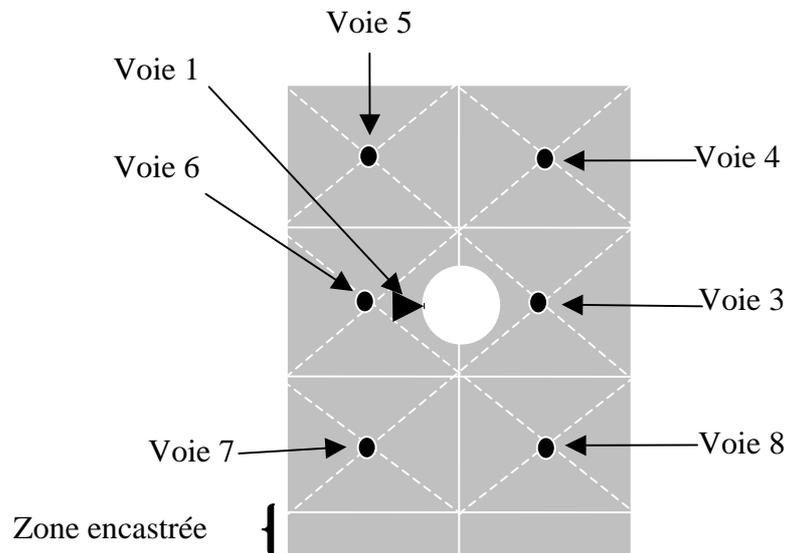


Figure (4.8) : Positionnement des capteurs sur la face avant du carter

Les résultats, présentés sur la figure (4.9), montrent que quelque soit la précharge statique l'accélération maximale est sur la voie 3, comme le prédisait le modèle. On constate également que l'amplitude maximale des accélérations varie dans le même sens que la charge.

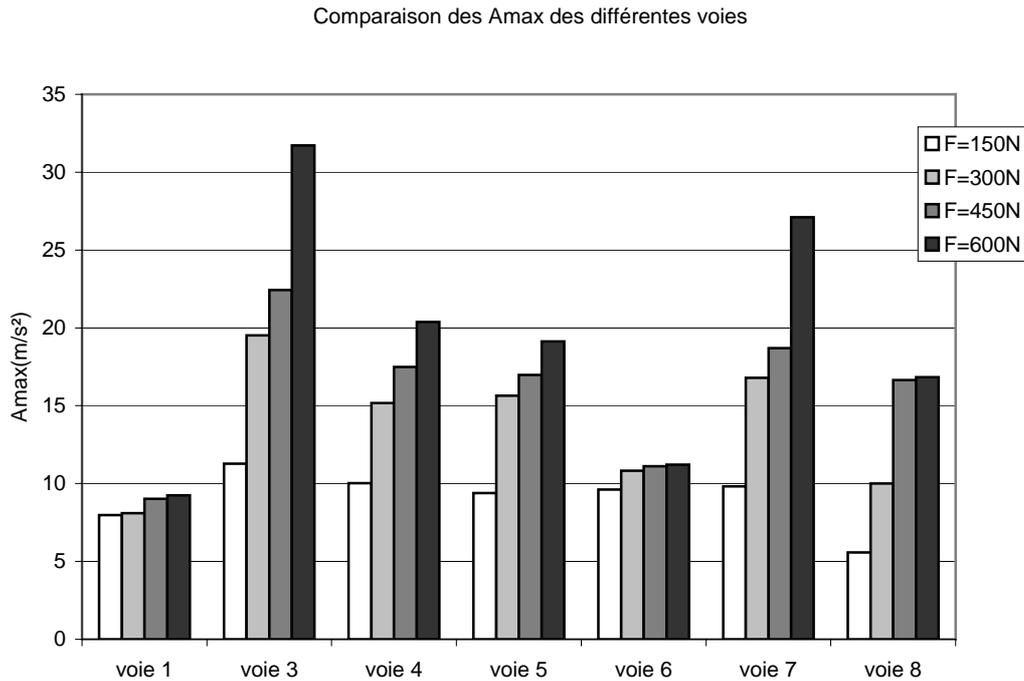


Figure (4.9) : Comparaison des accélérations maximales aux différents points de mesure

Le point de mesure optimal nous permet donc la détection précoce d'un défaut. Il s'agit maintenant de montrer que ce point optimum de mesure peut être utilisé pour suivre de façon efficace l'évolution de la surface du défaut.

2.3. Suivi d'un défaut

La procédure du choix de point optimum de détection de défaut permet de placer correctement un accéléromètre sur la structure. Le suivi de l'évolution du défaut permet ensuite de définir un modèle de croissance de l'écaillage et de prévoir la durée de vie résiduelle du roulement [BOL03]. L'indicateur utilisé est la valeur efficace de l'accélération de la structure car il varie linéairement avec la surface du défaut [TAN94]. Le suivi est habituellement réalisé à partir de la mesure de vibration au plus près du défaut c'est à dire sur le palier à roulement [CAR99]. Le problème rencontré sur les machines est la non accessibilité des paliers à roulement, il faut donc choisir un autre point afin de placer le capteur. L'objet de ce paragraphe est de montrer que le point de détection optimum peut également être choisi comme point de suivi optimum.

L'évolution de la surface du défaut et la variation de la charge sont simulées en faisant varier la durée de l'excitation ΔT_d et l'amplitude de l'excitation K du modèle (équation 2). Afin d'exciter le modèle de façon réaliste, l'amplitude de l'excitation K est recalculée à partir de la réponse expérimentale de l'accélération maximale de la voie 3 (A_{max}) par rapport aux différents cas de charge et pour un défaut de 2 mm. Les résultats de l'amplitude de l'excitation avant et après recalage sont présentés dans le tableau (4.3).

K avant recalage	1	1	1	1
K après recalage	0.05854	0.61200	0.79728	1.31078

Tableau (4.3) : Amplitude de l'excitation avant et après recalage

Les accélérations sont ensuite calculées au point optimum en faisant varier la taille du défaut c'est à dire la variable ΔT_d défini à l'équation (2.28). Les résultats présentés à la figure (4.10) montrent qu'il existe une linéarité entre la surface du défaut et l'amplitude des accélérations mesurées au point correspondant à la voie 3. D'un point de vue numérique ce point semble donc être intéressant car son accélération varie linéairement avec la taille du défaut :

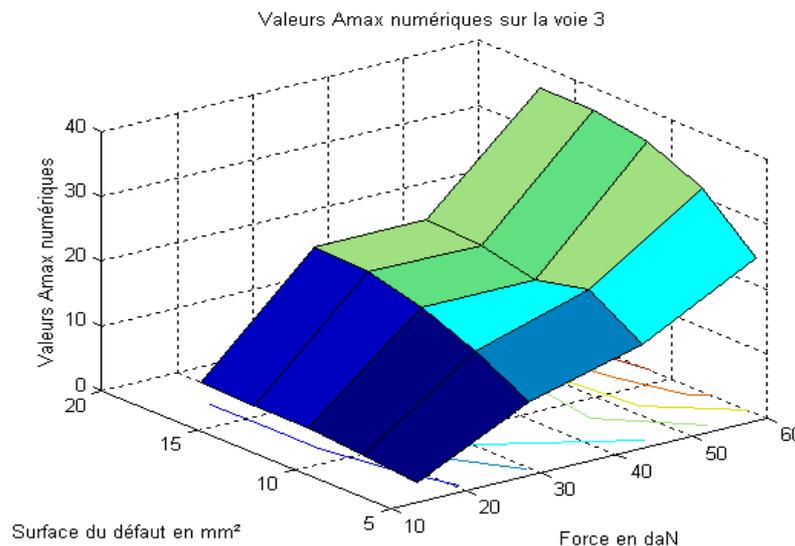


Figure (4.10) : Accélérations maximales simulées en fonction de la charge et du défaut

La validation expérimentale est réalisée sur le banc d'essai. Différents roulements défectueux sont montés sur le palier du côté de la charge. Les écaillages sont réalisés artificiellement sur la bague extérieure par électroérosion à enfonçage à l'aide d'une électrode de forme elliptique

(figure 4.11). Les dimensions de chaque défaut mesurées après usinage sont présentées au tableau (4.4).

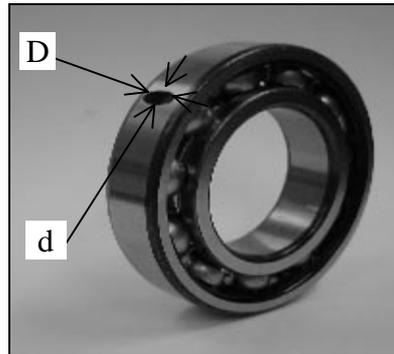


Figure (4.11) : Défaut simulé d'un roulement à billes

Roulement N°	Petit diamètre d (mm)	Grand diamètre D (mm)	Surface S (mm ²)
0	0	0	0
1	0,54	7,14	3,03
2	0,90	7,14	5,05
3	1,28	7,14	7,18
4	1,56	7,10	8,69
5	2,00	7,10	11,15
6	2,20	7,12	12,30
7	2,70	7,16	15,18
8	3,00	7,12	16,77
9	3,30	7,10	18,40
10	3,64	7,10	20,29

Tableau (4.4) : Dimensions des défauts de roulement

Différents essais sont réalisés à partir de la prise de mesures vibratoires sur la voie 3 correspondant au point optimal. Les variables de ces essais sont la valeur de la précharge variant de 150 à 600 N et la surface du défaut variant de 0 à 20,29 mm².

L'indicateur vibratoire utilisé pour la validation numérique est l'amplitude maximale de l'accélération (A_{max}). Afin de comparer les résultats numériques à ceux de l'expérimentation, il est donc nécessaire de mesurer l'amplitude maximale de l'accélération (A_{max}) de la voie 3. Cependant l'indicateur normalement utilisé pour suivre un défaut est la valeur efficace de l'accélération, nous montrons alors dans un premier temps que les évolutions de la valeur efficace de l'accélération (VRMS) et de l'accélération maximale (A_{max}) en fonction de la taille de la surface sont proportionnelles (tableau (4.5)). Cette proportionnalité est également mise en évidence sur les figures (4.12) et (4.13) pour lesquelles nous observons que la forme des courbes est conservée à un coefficient près.

Précharge statique (N)	150	300	450	600
Moyenne de Amax/VRMS pour les différentes surfaces de défaut	2.50	2.76	2.61	2.51
Ecart type de Amax/VRMS pour les différentes surfaces de défaut	0.29	0.41	0.44	0.46

Tableau (4.5) : Moyenne et écarts type du rapport entre valeur efficace de l'accélération (VRMS) et de l'accélération maximale (Amax) pour les différentes surfaces de défaut

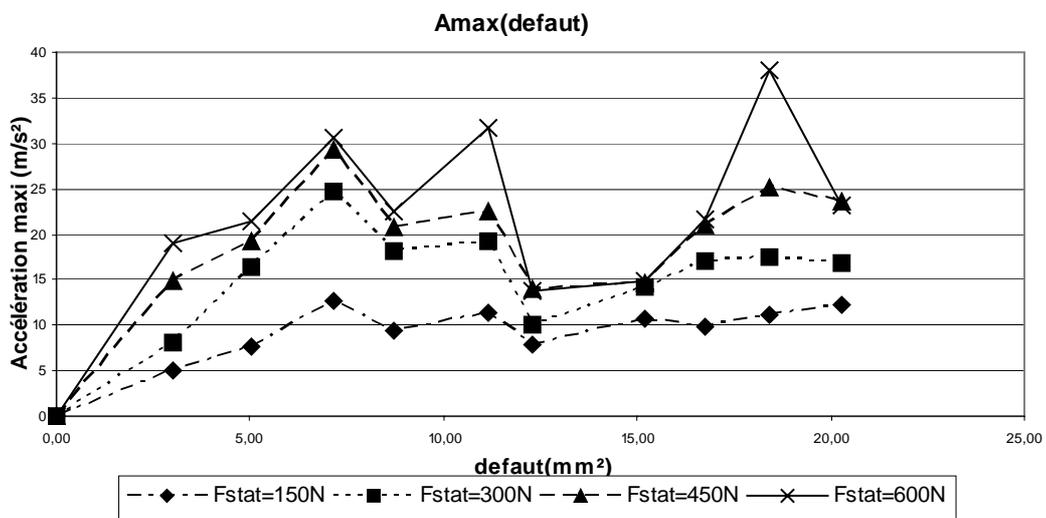


Figure (4.12) : Accélération maxi sur la voie 3

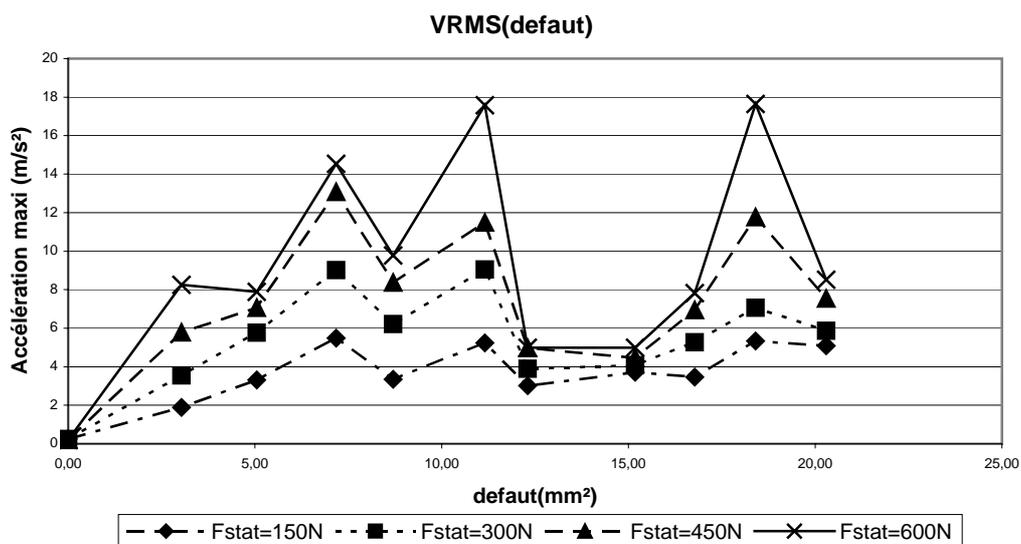


Figure (4.13) : Valeur efficace de l'accélération sur la voie 3

Sur la figure (4.14) ci-dessous, nous observons que l'accélération maximale sur la voie 3 varie en fonction de la surface du défaut et de la valeur de la pré charge. Cette figure est à comparer aux résultats issus de la validation numérique (figure 4.8).

L'évolution de l'accélération maximale en fonction de celle de la surface et de la pré charge présente des valeurs comparables en grandeur à celles établies à partir de la modélisation numérique.

Nous observons également une forme de plus en plus chaotique de l'évolution de l'accélération maximale en fonction de la surface du défaut pour des charges croissantes. Ceci est peut être du à une réalisation non parfaite des défauts sur les roulements.

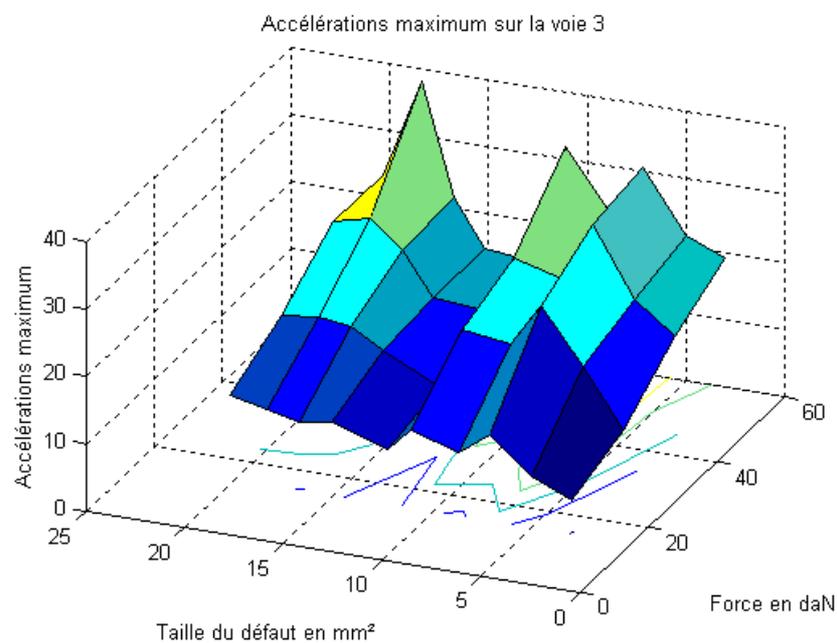


Figure (4.14) : Accélérations maximum expérimentales sur la voie 3

Les figures (4.15) présentent la comparaison entre la modélisation numérique et les résultats expérimentaux pour différents cas de charge. Sur chaque figure nous observons la correspondance entre les points numériques et expérimentaux pour le défaut de 11,15 mm². Ce point a effectivement été utilisé pour recalibrer le modèle numérique.

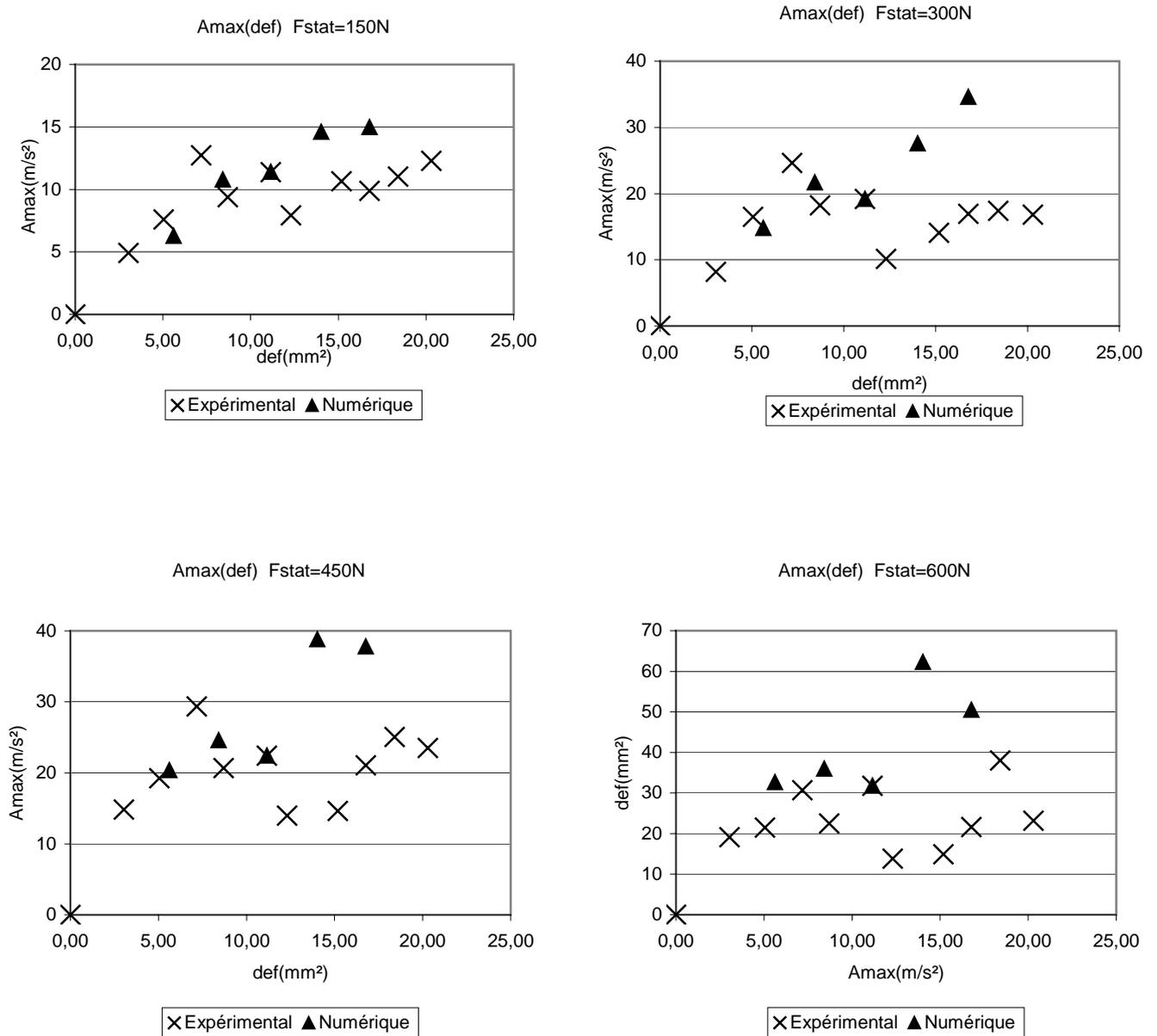


Figure (4. 15) : Comparaison des accélérations maximum expérimentale et simulée (précharge de 150, 300, 450 et 600 N)

3. Exploitation du point optimum

3.1. Position du problème

Le suivi de l'évolution dans le temps d'un indicateur vibratoire corrélé à la surface du défaut permet d'établir une courbe de tendance. La croissance de l'écaillage peut être modélisée à partir d'une loi de Paris modifiée [BOL03] (équation 4.1) :

$$D(N) = \alpha.N^\beta \quad (4.1)$$

Où D est la surface de l'écaillage, N est le nombre de cycles et α et β sont des paramètres empiriques liés aux matériaux, aux conditions de chargement et de fonctionnement. Ce modèle de croissance d'écaillage est un modèle phénoménologique dont les paramètres sont identifiés expérimentalement, à partir de l'analyse vibratoire.

La surface de l'écaillage des roulements est évaluée à l'aide d'un indicateur vibratoire corrélé à la surface d'un écaillage. L'indicateur retenu est la valeur efficace (V_{RMS}), calculée dans une bande de fréquences porteuse car il varie linéairement avec la surface du défaut, [LI 99] :

$$V_{RMS}(N)_{[f1,f2]} = V_{RMS0[f1,f2]} + b.D(N) \quad (4.2)$$

où D est la surface de l'écaillage, N est le nombre de cycles, $V_{RMS0[f1,f2]}$ est la valeur efficace correspondant au défaut d'écaillage naissant. b est une constante.

En intégrant cette relation dans le modèle précédent (équation 4.2), on peut écrire un modèle vibratoire de croissance d'écaillage :

$$V_{RMS}(N)_{[f1,f2]} = V_{RMS0[f1,f2]} + b.\alpha.N^\beta \quad (4.3)$$

Les paramètres α et β , sont alors identifiés grâce l'analyse vibratoire et sont recalculés à chaque mesure à partir d'un algorithme des moindres carrés récursifs. Cette procédure fonctionne correctement lorsque le point de mesure se situe sur le roulement. Il reste donc à démontrer qu'elle est également applicable au point optimum de suivi.

3.2. Validation expérimentale

Dans un premier temps il faut choisir une zone de résonance qui permet de filtrer le signal vibratoire en ne conservant que la partie utile correspondant à l'énergie de l'excitation due au défaut. Cette zone de résonance est choisie en hautes fréquences afin de s'affranchir des vibrations dues à la rotation des éléments tournants (arbre, courroie, roulement) situées en basses fréquences. Elle est choisie à partir de la figure ci-dessous (figure 4.16) sur laquelle on note une zone de résonance comprise entre 11000 13000 Hz. Ces deux fréquences seront utilisées pour déterminer les caractéristiques du filtre.

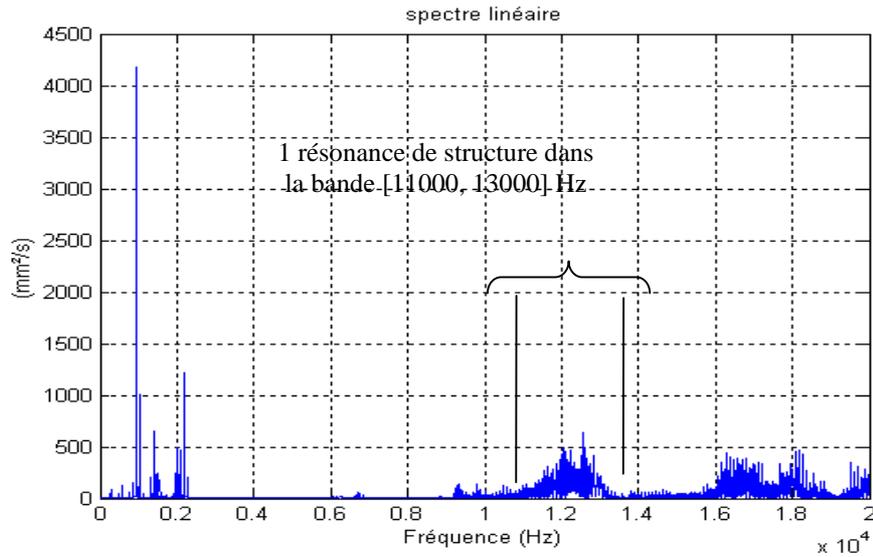


Figure (4.16) : Détermination de la bande de filtrage

Dans un deuxième temps, les signaux vibratoires des voies de mesure 3 à 8 sont filtrés dans cette bande de fréquences. Les résultats expérimentaux présentés aux figures (4.17), (4.18), (4.19) et (4.20) montrent que le point le plus sensible à l'évolution d'un défaut d'écaillage correspond à la voie 3 (point optimal de mesure sur le palier à roulement). En effet les valeurs efficaces filtrées des accélérations de la voie 3 sont presque toujours supérieures aux valeurs des autres voies. La régression linéaire opérée sur chacune des courbes issues de la voie 3 filtrée permet de constater que la linéarité est conservée et que la pente de la courbe correspondant au paramètre b de l'équation (4.3) est relativement constante (tableau 4.6).

Pré charge statique (N)	150	300	450	600
Pente b	0,0219	0,0367	0,0410	0,0408
Coefficient de corrélation R^2	0,9507	0,8533	0,9283	0,9163

Tableau (4.6) : coefficients de la régression linéaire

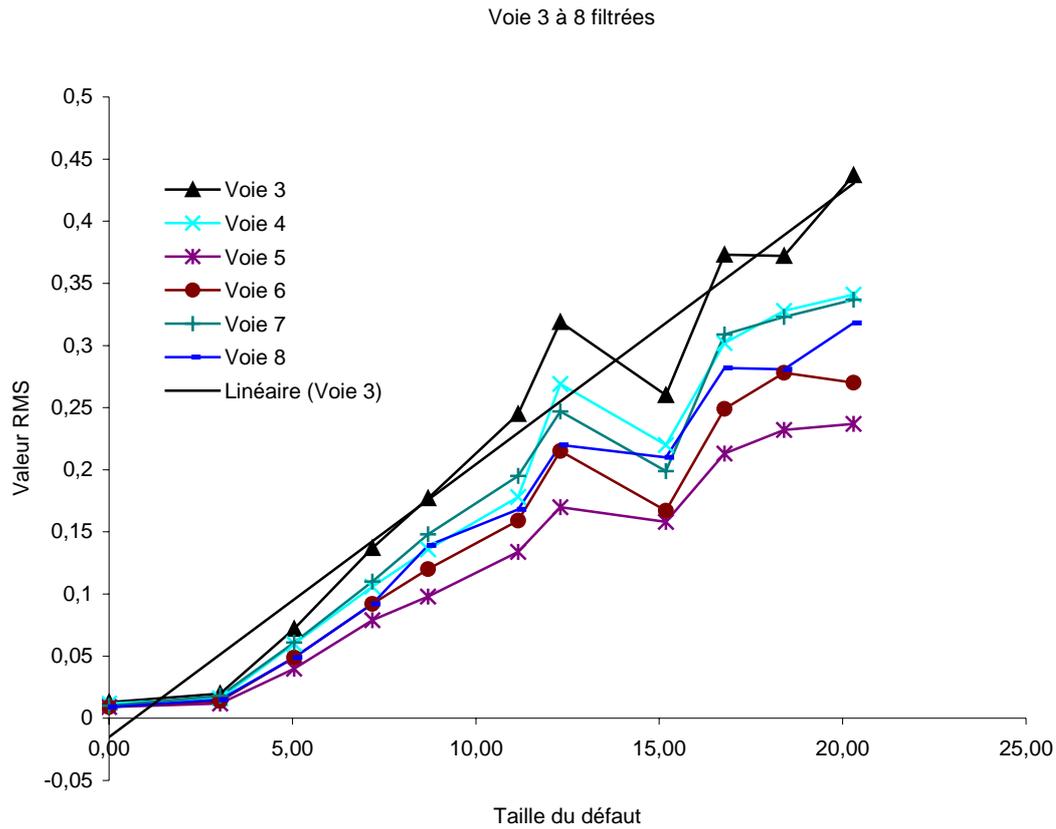


Figure (4.17) : Valeurs RMS filtrées pour les voies 3 à 8 pour une charge de 150N

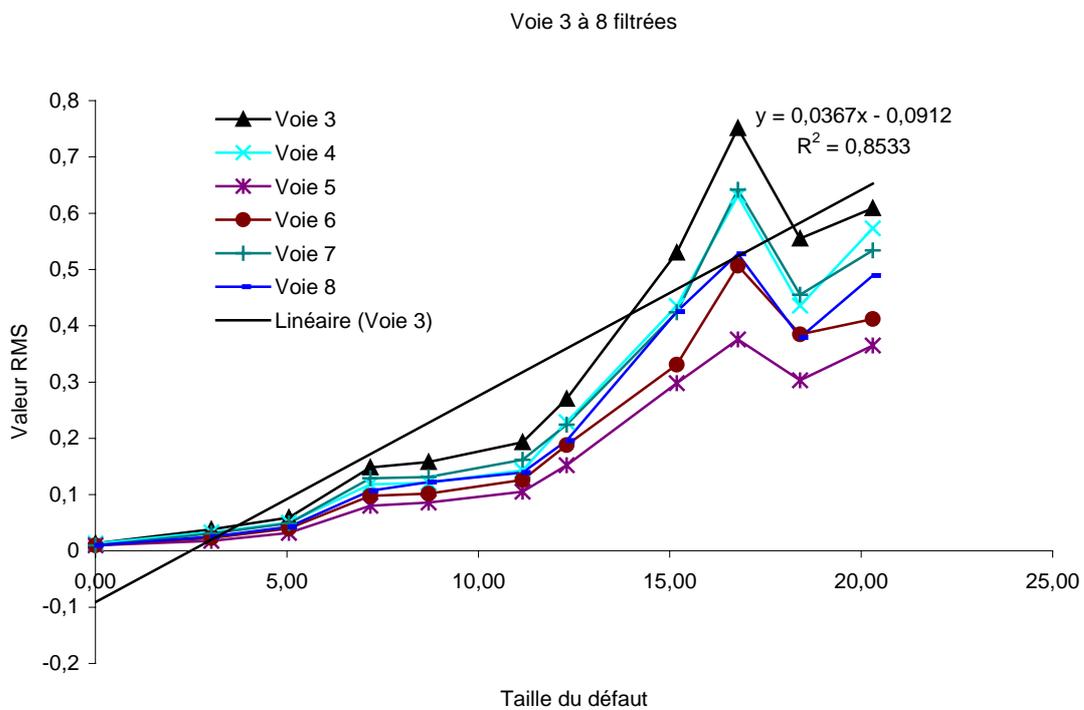


Figure (4.18) : Valeurs RMS filtrées pour les voies 3 à 8 pour une charge de 300N

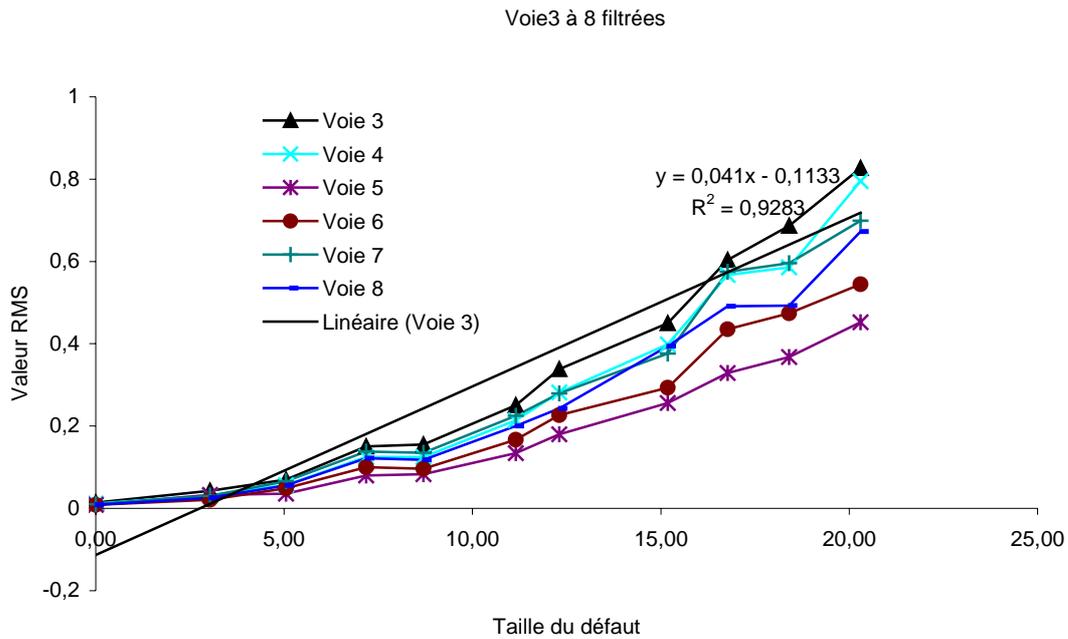


Figure (4.19) : Valeurs RMS filtrées pour les voies 3 à 8 pour une charge de 450N

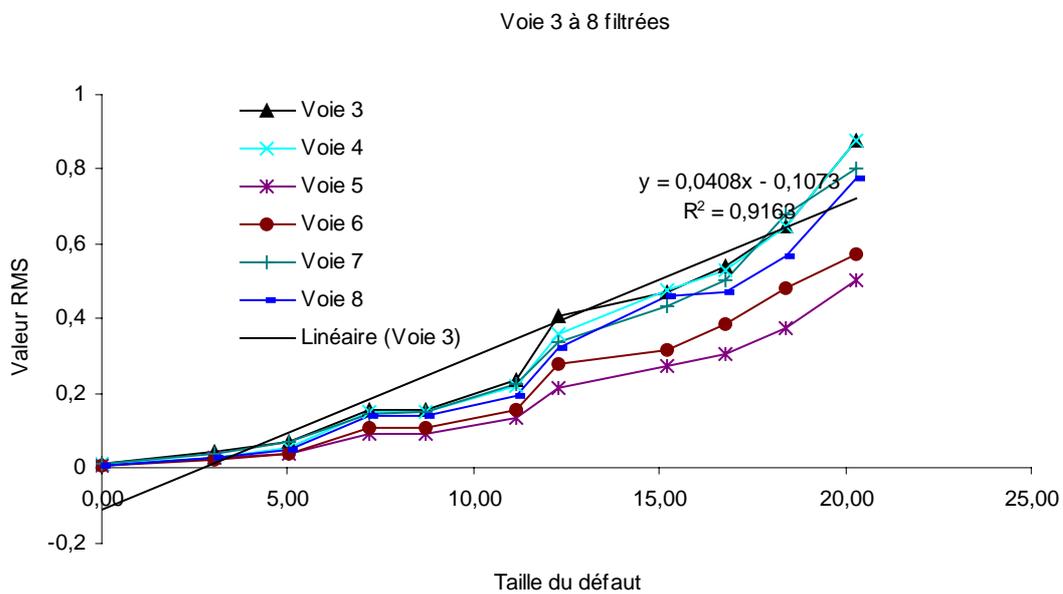


Figure (4.20) : Valeurs RMS filtrées pour les voies 3 à 8 pour une charge de 600 N

Comme le prédisait le modèle numérique, la voie 3 semble toujours être la voie la plus intéressante pour le suivi du défaut bien que ces valeurs soient filtrées. Il est aussi possible de constater la quasi linéarité de ces courbes. Ces résultats de mesure montrent que la valeur efficace filtrée est un bon indicateur vibratoire de l'état du roulement et permet même sa

quantification, à condition de connaître la relation mathématique entre la valeur de l'indicateur et la taille du défaut. Cette relation dépend de la fonction de transfert de la structure et des moyens mis en œuvre pour recueillir toutes ces informations vibratoires. En extrapolant ces valeurs, il devient alors possible de déterminer la durée de vie résiduelle du roulement défectueux.

Conclusion du chapitre 4 :

Dans ce chapitre, une modélisation par éléments finis d'un carter et d'un roulement assemblé a été effectuée. Un recalage a été réalisé, ce qui nous a permis d'obtenir un modèle conforme au banc d'essai. Une méthodologie de calcul des réponses vibratoire appliquée au modèle nous a permis de déterminer une zone de mesure vibratoire optimale de détection des défauts de fatigue des roulements de type écaillage. Cette procédure est validée expérimentalement en comparant les accélérations maximales en différents points de mesure au point optimal de détection. On montre alors numériquement et expérimentalement que le point optimal de détection peut également être utilisé pour réaliser ce suivi.

CONCLUSION GENERALE

L'amélioration de la disponibilité des matériels et de la sécurité des personnes passe par l'utilisation de techniques avancées telles que l'analyse du comportement vibratoire. Ce type d'analyse prend actuellement un essor important dans le cadre de la mise en place d'une maintenance conditionnelle. L'analyse vibratoire est une activité pluridisciplinaire qui fait appel à différentes techniques telles que le traitement du signal, la modélisation par éléments finis ou l'analyse statistique...

Associée à d'autres techniques d'investigation telles que l'analyse des huiles ou l'analyse acoustique, elle permet de donner un diagnostic fiable quant à la détection et la quantification de la sévérité d'un défaut issu d'un composant mécanique d'une machine. Cette fiabilité est directement liée à la qualité et à la pertinence des informations contenues dans les signaux vibratoires recueillis. La qualité dépend tout d'abord du matériel d'acquisition et des différents indicateurs (indicateurs globaux – indicateurs spécifiques – indicateurs fréquentiels) utilisés pour corréler détection – gravité et mesure vibratoire. Un autre point important qui peut engendrer des erreurs de diagnostic réside dans le choix du paramétrage de ces mêmes indicateurs (bande de fréquences d'analyse – algorithmes de débruitage – échantillonnage).

Cependant, quelque soit le degré de performance des matériels d'acquisition et la qualité des indicateurs utilisés, les mesures seront toujours associées à la structure même des machines et à la possibilité d'accéder à un composant mécanique qui peut générer des défauts potentiels.

La complexité des mécanismes imposent alors la prise de mesure à des endroits qui peuvent être éloignés des sources de vibrations. Cet éloignement entraîne obligatoirement une modification du signal et peut conduire à des erreurs d'interprétation.

Pour palier à ces difficultés, deux solutions sont proposées dans ce travail. La première consiste à placer une sous-structure appelée résonateur, qui fonctionne comme un absorbeur de vibration. La seconde consiste dans la définition d'un point de mesure optimum sur la machine, au sens d'un critère vibratoire.

Dans le chapitre I, les différents outils vibratoires utilisables pour la détection et le suivi des machines tournantes sont présentés. Une bonne interprétation des signaux vibratoires passe par la connaissance de ces outils, notamment au niveau de leur champ d'application et de leur

paramétrage. Des rappels de mécanique des milieux continus en elastodynamiques sont ensuite énoncés puis discutés. Enfin les outils d'analyse expérimentale sont exposés, les résultats expérimentaux devant valider les résultats de calcul.

Le chapitre II, consacré à l'étude numérique d'un carter assemblé, permet d'établir un modèle fiable du banc d'essai. Ce banc d'essai est constitué d'un carter, de deux paliers à roulement, d'un moteur entraînant l'arbre chargé statiquement. Le modèle éléments finis est linéarisé en intégrant le comportement tangent de la matrice de raideur des paliers. En effet, le contact hertzien entre surface courbe dans les roulements engendrent des variations de raideur en fonction de la pré charge. Les fonctions de réponse en fréquences sont comparées et le modèle numérique validé.

Dans le chapitre III, l'étude d'un résonateur placé sur le carter est présentée. Le choix de cet outil est défini et optimisé afin de faire correspondre ses fréquences propres avec les fréquences caractéristiques du composant surveillé : un des roulements à billes. Les défauts de bagues intérieure et extérieure sont artificiellement réalisés sur différents roulements de mêmes caractéristiques puis étudiés dans des conditions d'essais identiques. Ces essais ont permis de constater que pour un défaut de bague intérieure, le résonateur se comporte comme un composant sensible à ces vibrations et l'information transmise au capteur accélérométrique permet d'améliorer de façon significative la qualité et la fiabilité du diagnostic. Pour un défaut de bague extérieure, le résonateur se comporte davantage comme un absorbeur de vibrations que comme un amplificateur. Ceci s'explique par la présence d'un mode propre de la structure identique à une fréquence caractéristique d'un défaut.. La déformée à cette fréquence nuit alors au fonctionnement du résonateur, et, de ce fait, rend son utilisation inappropriée.

Le chapitre IV permet de valider la méthode de détermination d'un point optimum de mesure. Le modèle éléments finis du carter a permis, à partir de la simulation d'un défaut de bague extérieure, de déterminer le point où l'accélération est maximum. Une étude expérimentale montre qu'il existe une proportionnalité entre l'accélération maxi est valeur RMS, valeur qui est corrélée au degré de sévérité du défaut. La réponse de la structure pour différentes tailles de défauts, différentes pré charges est ensuite simulée et ce, dans les mêmes conditions de fonctionnement du banc d'essai. Les courbes de tendances comparées montrent l'intérêt de la définition d'un point optimum de mesure dans le suivi d'une dégradation.

Ce travail entre dans le cadre d'un contrat de plan état région « SURVIB » (Surveillance Vibratoire des machines tournantes). Ce projet met en en partenariat non seulement des laboratoires de recherches universitaires tels que le GMMS (Groupe de Mécanique Matériaux et Structures) et le DECOM mais également des partenaires industriels tels que la SPIM (Spécialisée dans la maintenance des systèmes) et le CETIM. Ce projet est basée sur l'élaboration d'un banc d'essai de type industriel dont le but est de pouvoir fatiguer des composants mécaniques afin d'étudier de nouvelles techniques d'investigation liées au traitement du signal et d'élaborer des lois de dégradation dans le but de déterminer des durées de vie résiduelles de composants en service.

ANNEXES

Annexe A : Comportement vibratoire d'une poutre test en AU4G

COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UNE POUTRE TEST EN AU4G :

Le but de cette partie est double :

- mettre en place une procédure d'essai en testant le matériel et
- comparer deux structures : une usinée dans la masse et l'autre mécano-soudée. Le but de ce travail nous permettra de vérifier le comportement vibratoire de ces structures en basse fréquence (dans la bande 0-2000 hertz), et de le prolonger à notre boîte d'essai.

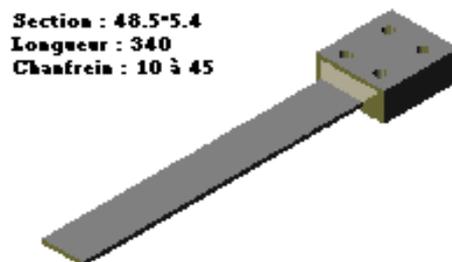
1. Vibrations des poutres en flexion avec masse concentrée.

Les poutres sont des systèmes régis par des équations aux dérivées partielles du quatrième ordre. Les résultats théoriques qui suivent sont établis en considérant la théorie d'Euler Bernoulli dont les hypothèses sont rappelées ci-dessous :

- la section droite reste droite après déformation
- la section droite reste perpendiculaire à la fibre neutre
- les inerties de rotation des sections droites sont négligées

2. Dispositif expérimental

La poutre d'essai est représentée sur la figure (A.1) :



Figure(A.1): Poutre étudiée

Annexe A : Comportement vibratoire d'une poutre test en AU4G

2.1. Fonctions de Réponses en Fréquence de la poutre mécano-soudée.

Condition des essais : les poutres sont solidaires d'un bâti en béton par l'intermédiaire d'une plaque percée en acier. Elles sont excitées au marteau de choc et trois accéléromètres sont collés sur celles ci, de façon à prendre en compte tous les modes, y compris les modes de torsions et de flexions horizontales.

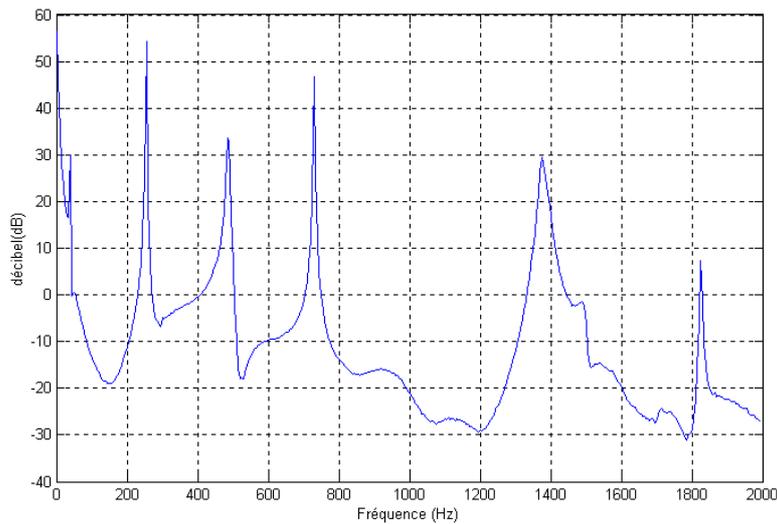


Figure (A. 2) : FRF de la poutre mécano-soudée

2.2. Courbes de Réponses en Fréquences de la poutre monobloc.

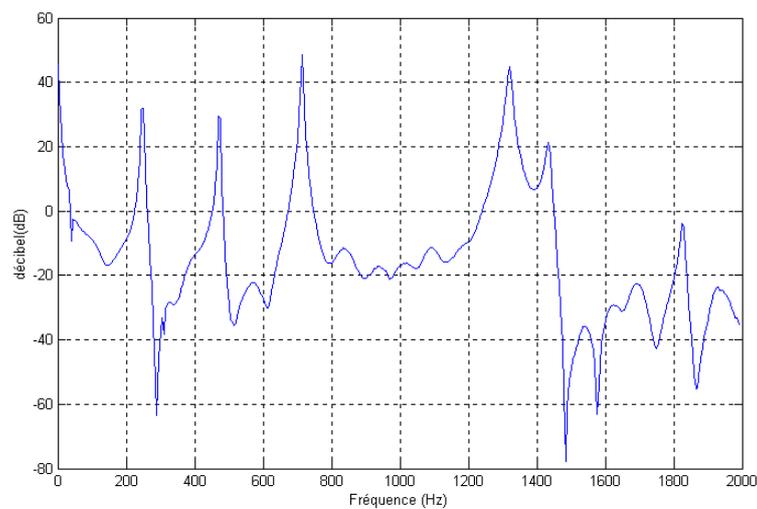


Figure (A.3) : FRF de la poutre taillée dans la masse

Annexe A : Comportement vibratoire d'une poutre test en AU4G

2.3. Comparaison des résultats.

Numéro et type du mode	Résultats analytiques (Hz)	Résultats expérimentaux (Hz)		
		Poutre taillée dans la masse (Hz)	Poutre mécano-soudée (Hz)	Ecart poutre soudée et usinée
1 Flexion verticale	41	39	40	2.5 %
2 Flexion verticale	256.4	255	261	2.3 %
3 Flexion horizontale	345.2	321	315	1.9 %
4 Torsion	517.7	520	537	3.3 %
5 Flexion verticale	716.7	720	740	2.8 %
6 Flexion verticale	1402.6	1480	1490	0.7 %
7 Torsion	1569.7	1665	1755	5.4 %
8 Flexion horizontale	1968.7	<i>Hors bande</i>	<i>Hors bande</i>	

Les écarts relativement faibles en basses fréquences permettent de constater que le comportement vibratoire d'une poutre mécano soudée a quasiment le même comportement qu'une autre taillée dans la masse, en ce qui concernent les fréquences caractéristiques. De ce point de vue, la réalisation d'un carter mécano soudé, plus facile à réaliser, donnera des résultats qui pourront se généraliser à un carter moulé.

THEORIE DE HERTZ

1. Hypothèses de la théorie:

- les corps en contact sont parfaitement élastiques , isotropes et homogènes et semi-infinis
- l'action de contact est purement normale
- les dimensions de l'aire de contact sont petites en comparaison des rayons de courbure des corps en contact
- les surfaces libres des solides sont assimilées au point de contact et dans son voisinage à des surfaces du second degré
- les surfaces sont parfaitement lisses

2. Principe de calcul

Le calcul se fait en trois étapes:

- 1- calcul des demi axes a et b de l'ellipse de contact
- 2- calcul des contraintes principales au centre de la zone de contact
- 3- calcul des contraintes dans le volume en tout point du matériau

Etape 1: calcul des demi axes a et b de l'ellipse de contact:

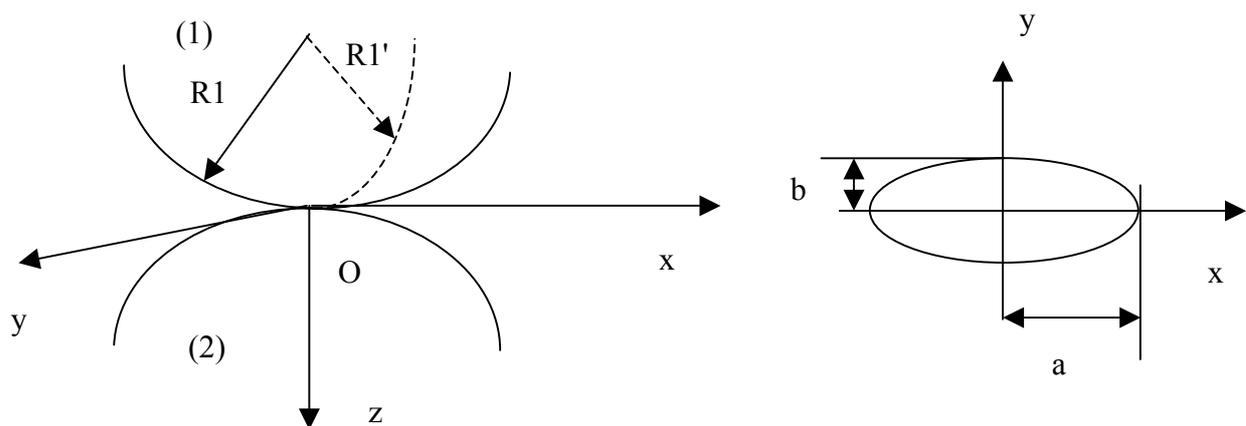


Figure (B.1) : Ellipse de contact

avec

Annexe B : Théorie de Hertz

(O,x) : direction du grand axe de contact

(O, y) direction du petit axe de contact

z normale au plan tangent

on note $k_i = \frac{1-\nu_i^2}{\pi E_i}$ pour $i=1,2$

La position de l'ellipse de contact par rapport au plan de plus grande courbure du corps (1) est caractérisée par

$$\cos(\alpha) = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1}\right)\left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2}\right)\cos(2\varphi)}}{\sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2}\right)}}}$$

où φ est l'angle entre les plans de courbure maximale, et α l'angle entre le plan de courbure maximale de (1) et l'axe (O,x).

Suivant la valeur de $\cos(\alpha)$, les paramètres n et m de l'ellipse sont obtenus à partir des courbes, ou bien de tableaux [PAL67],[HAR91].

Puis il est alors possible de déterminer les demis petit et grand axes de l'ellipse de contact:

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} Q \frac{k_1 + k_2}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2}}} \quad \text{et} \quad b = n \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} Q \frac{k_1 + k_2}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2}}} \quad \text{où } Q \text{ est la charge}$$

appliquée entre les deux corps en contact.

Etape 2: calcul des contraintes principales au centre de la surface de la zone de contact:

Les contraintes de Hertz sont données par:

$$\begin{cases} \sigma_x(0) = -2\nu Q_{\max} - (1-2\nu) \frac{b}{a+b} Q_{\max} \\ \sigma_y(0) = -2\nu Q_{\max} - (1-2\nu) \frac{a}{a+b} Q_{\max} \\ \sigma_z(0) = -Q_{\max} \end{cases} \quad \text{avec } Q_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab}$$

Etape 3: calcul des contraintes dans le volume en tout point du matériau:

Pour un point quelconque dans le plan (x,z), on calcule:

$$\begin{aligned} \omega &= (b+Y)^2 + Z^2 \\ \varepsilon^2 &= (b-Y)^2 + Z^2 \end{aligned}$$

d'où on déduit:

$$\begin{aligned} R &= \frac{\pi}{\omega E} (1-\varepsilon) \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 + 2\varepsilon + \left(1 - \frac{4b^2}{\omega}\right)}} \\ S &= \frac{\pi}{\omega E} (1+\varepsilon) \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^2 + 2\varepsilon + \left(1 - \frac{4b^2}{\omega}\right)}} \end{aligned}$$

D'où le réseau de contraintes:

$$\begin{aligned} \sigma_y(P) &= -Q_{\max} \left(\left(2y^2 + 2z^2 + b^2\right) \frac{z}{\pi b S} - \frac{2z}{b} - \frac{3yz}{\pi} R \right) \\ \sigma_y(P) &= \nu_2 (\sigma_x(O) + \sigma_z(O)) \\ \sigma_z(P) &= -Q_{\max} \frac{z}{\pi} (bS - yR) \\ \sigma_{yz}(P) &= -Q_{\max} \frac{z^2}{\pi} R \end{aligned}$$

et en appliquant le critère de Tresca, la contrainte de cisaillement maximum s'écrit:

$$\tau = \frac{1}{2}(\sigma_z(P) - \sigma_y(P))$$

Ainsi, on constate que τ est maximale pour $x=0$ et $z=0.78b$ soit pour $\tau_{\max}=0.3Q_{\max}$

3. Simulation par éléments finis d'un contact hertzien.

Sur les figures ci-dessous, est représenté un contact hertzien entre un tore concave et un tore convexe. Cette simulation a été faite sous « Abaqus », en considérant le tore convexe comme indéformable, comme le montre la figure (B.2).

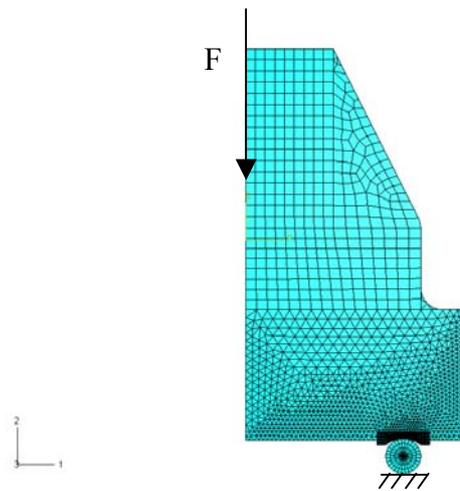


Figure (B.2) : Simulation numérique d'un contact hertzien en axisymétrie

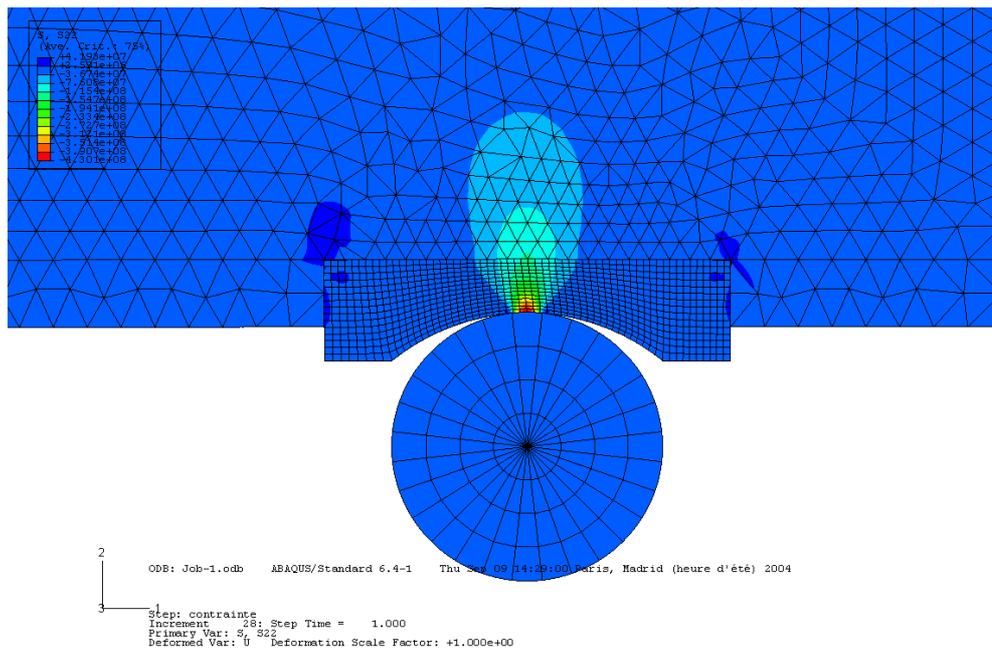


Figure (B.3) : Contrainte normale d'un contact hertzien en axisymétrie

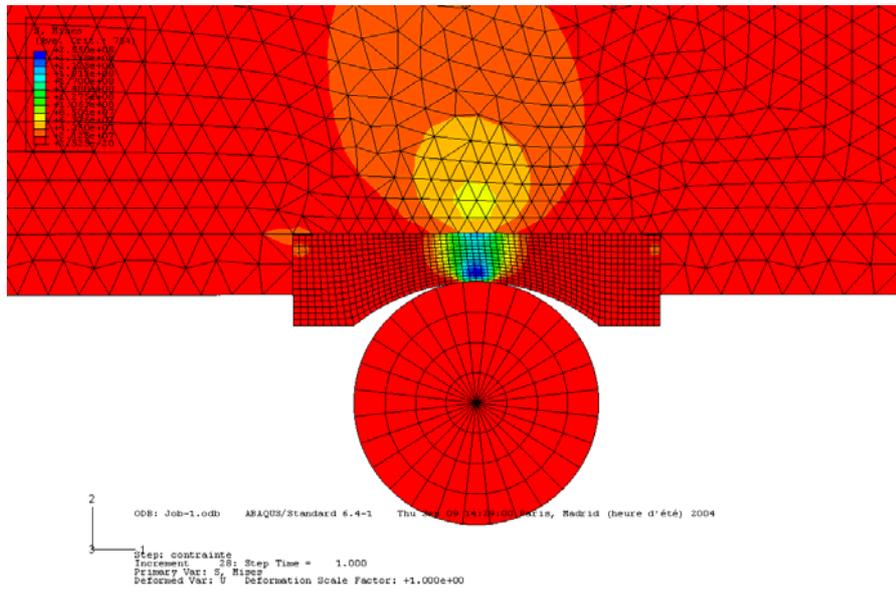


Figure (B.4) : Contrainte de Von Misès en axisymétrie

NEWTON RAPHSON

1. Principe de la méthode

Différentes méthodes de résolutions d'équations non linéaires $f(x)=0$ existent, une couramment utilisée est celle de Newton-Raphson, qu'il est possible dans un deuxième temps de généraliser à un système d'équations non linéaires.

La fonction f est continue et admet une solution unique l sur un intervalle $[a,b]$.

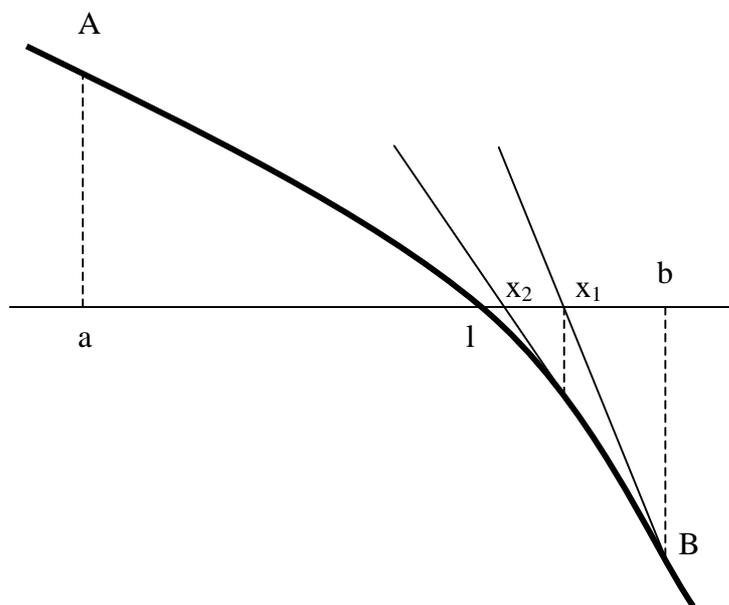


Figure (C.1) : principe de la méthode

L'équation de la droite tangente à la courbe en B s'écrit :

$$f'(b) = \frac{y - f(b)}{x - b} \tag{C.1}$$

Le point x_1 situé à l'intersection de l'axe des x et de la tangente est donné par :

$$x_1 = b - \frac{f(b)}{f'(b)} \tag{C.2}$$

Et en recommençant ce processus au point de coordonnées $(x_1, f(x_1))$, il vient :

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} \quad (\text{C.3})$$

Ce qui peut se généraliser :

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (\text{C.4})$$

Ce qui est possible à condition que $f'(x_n) \neq 0$

2. Généralisation de la méthode à n équations

L'équation (C.4) aurait pu s'obtenir en considérant un accroissement δ tel que $f(x_n + \delta) = 0$

et en faisant un développement limité au premier ordre :

$$f(x_n) + \delta \cdot f'(x_n) = 0 \quad (\text{C.5})$$

Et donc

$$x_{n+1} = x_n + \delta \quad (\text{C.6})$$

La procédure est la même pour les systèmes de dimension N : un développement limité de chacune des N fonctions est effectuée en négligeant les termes d'ordre 2 :

$$\begin{cases} f_1(x_n^1 + \delta_1, \dots, x_n^N + \delta_N) = 0 \\ \vdots \\ f_N(x_n^1 + \delta_1, \dots, x_n^N + \delta_N) = 0 \end{cases} \quad (\text{C.7})$$

Ce qui s'écrit en développant :

$$\begin{cases} f_1(x_n^1, \dots, x_n^N) + \delta_1 \cdot \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} + \dots + \delta_N \cdot \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} = 0 \\ \vdots \\ f_N(x_n^1, \dots, x_n^N) + \delta_1 \cdot \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} + \dots + \delta_N \cdot \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} = 0 \end{cases} \quad (\text{C.8})$$

$(\delta_1 \dots \delta_N)^t$ doit vérifier le système :

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1 \cdot \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} + \dots + \delta_N \cdot \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} = -f_1(x_n^1, \dots, x_n^N) \\ \vdots \\ \delta_1 \cdot \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} + \dots + \delta_N \cdot \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} = -f_N(x_n^1, \dots, x_n^N) \end{array} \right. \quad (\text{C.9})$$

Ce qui peut s'écrire matriciellement :

$$\begin{pmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \delta_N \end{pmatrix} = J^{-1}(x_n^1, \dots, x_n^N) \begin{pmatrix} f_1(x_n^1, \dots, x_n^N) \\ \vdots \\ f_N(x_n^1, \dots, x_n^N) \end{pmatrix} \quad (\text{C.10})$$

avec

$$J(x_n^1, \dots, x_n^N) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} & \dots & \frac{\partial f_1(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^1} & \dots & \frac{\partial f_N(x_n^1, \dots, x_n^N)}{\partial x^N} \end{bmatrix} \quad (\text{C.11})$$

Où J est la matrice jacobienne de la transformation dont le déterminant doit être non nul pour qu'une solution unique existe. Dans ce cas elle s'écrit :

$$\begin{pmatrix} x_{n+1}^1 \\ \vdots \\ x_{n+1}^N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_n^1 \\ \vdots \\ x_n^N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \delta_N \end{pmatrix} \quad (\text{C.12})$$

METHODE DES SIMPLEX

1. Principe des simplex

Le but de la méthode des simplex est de rechercher le minimum d'une fonction non linéaire ou linéaire.

Pour des soucis de compréhension nous allons expliquer la méthode pour une fonction à deux variables. Prenons l'exemple suivant : une réponse y dépendant de deux variables x_1 et x_2 . La surface de réponse correspondant à cette fonction est représentée sur la figure suivante au moyen de courbes iso réponses, évidemment inconnues de l'expérimentateur

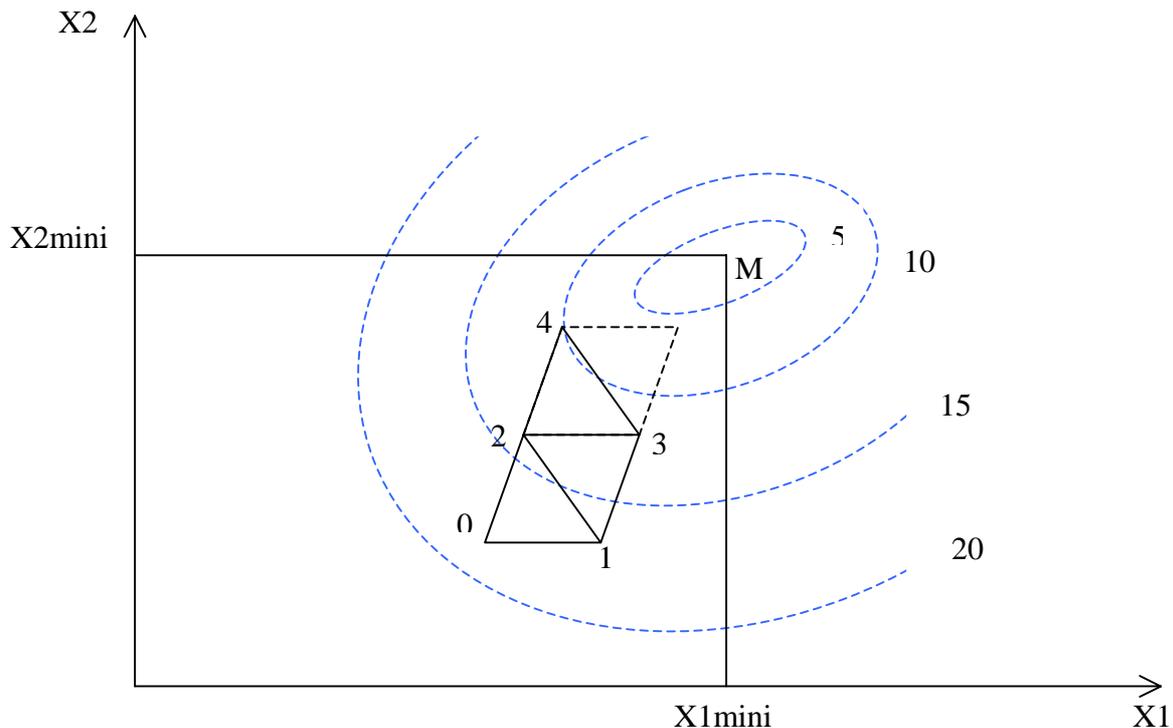


Figure (D.1) : principe des simplex

Le but de cette méthode est de rechercher la zone optimale, c'est à dire de cerner au mieux la position du point M de coordonnées X_{1min} et X_{2min}

Le principe du simplex est le suivant : en plus de l'expérience du point de base, k expériences sont réalisées (k étant le nombre de variables) de façons à former une figure régulière, à $k+1$ sommets appelés simplex. Dans le cas de la figure (D.1), le simplex initial est constitué des

points 0, 1 et 2. Une fois le simplex créé, les réponses en ces points sont comparées, le plus mauvais point est éliminé. Dans le cas de la figure (D.1), ce point est le point 0.

Le principe consiste à s'éloigner du plus mauvais point en réalisant une nouvelle expérience en un point situé à l'opposé de celui-ci, une fois la comparaison effectuée. Dans notre cas le deuxième simplex sera constitué des points 1, 2 et 3, dans lequel le plus mauvais point sera éliminé et remplacé par le point 4.

La même évolution est alors réalisée à partir du nouveau simplex et les itérations sont poursuivies jusqu'à l'optimum.

2. Création du simplex initial

Le simplex initial est une figure régulière à $k+1$ sommets dans un espace à k dimensions, ce qui correspond à un triangle équilatéral (3 sommets dans un espace à deux dimensions), soit un tétraèdre (4 sommets dans un espace ont trois dimensions), etc..

Il existe de nombreuses méthodes pour réaliser le simplex initial. Dans notre cas nous utiliserons la méthode de SPENDLEY.

Le point initial 0 est placé au centre du repère ; le centre du simplex est situé sur la première bissectrice afin de ne privilégier aucune direction.

Les coordonnées des points 1 et 2 seront données par la matrice suivante :

$$\begin{array}{l} \text{point 1} \\ \text{point 2} \\ \text{point 3} \end{array} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \cos(15^\circ) & \sin(15^\circ) \\ \sin(15^\circ) & \cos(15^\circ) \end{bmatrix} \quad (\text{D.1})$$

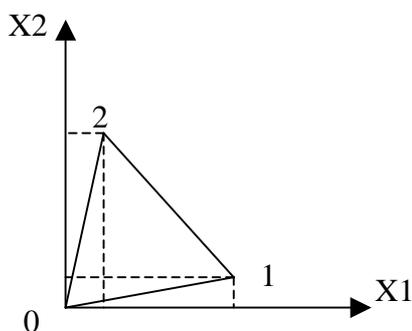


Figure (D.2) : schéma du simplex initial

3. Evolution du simplex

Une fois le simplex initial construit, les expériences sont réalisées et les essais triés en fonction de leurs réponses:

- B, le meilleur essai (the best)
- W, le plus mauvais essais (the worst)
- N, le second plus mauvais (next to the worst)

Le simplex suivant est établi par élimination du plus mauvais point du simplex précédent. La manière la plus simple de réaliser un essai dans la direction opposée au plus mauvais point est de déterminer les coordonnées du point R (reflex), symétrique du plus mauvais point par rapport au centre de gravité des points restants coordonnées obtenues par la relation suivante :

$$X_{R,j} = X_{G,j} + (X_{G,j} - X_{W,j}) \quad (D.2)$$

G étant le centre de gravité

$$X_{G,j} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^{k+1} X_{i,j} \quad (D.3)$$

j désigne la variable et, ici, varie de 1 à 2 (k=2)

4. Critère d'arrêt

Pour un système expérimental, la procédure la plus courante est d'arrêter les itérations quand la différence entre les réponses de tous les points du simplex est inférieure à une certaine valeur imposée par l'expérimentateur.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

- [AFNO90a] AFNOR. Norme AFNOR X 60-501. Paris Afnor. (1990).
- [AFNO90b] AFNOR. Norme AFNOR X 60-010. Paris Afnor. (1990).
- [AFNO90c] AFNOR. Norme AFNOR X 60-500. Paris Afnor. (1990).
- [AFNO90d] AFNOR. Norme AFNOR X 60-510. Paris Afnor. (1990).
- [AFNO95] AFNOR, " Surveillance des machines par analyse des vibrations ", Isbn: 2123090123, (1995).
- [ALS03] Alsumard C., "Modélisation et optimisation d'un résonateur à fréquences ciblées adapté à la maintenance des machines tournantes", Mémoire d'ingénieur CNAM, (2003)
- [AUB92] Aublin A. , " Systèmes mécaniques ", Dunod (1992).
- [AUG01] Augeix D., " Analyse vibratoire des machines tournantes ", Les techniques de l'ingénieur, BM5145 (2001)
- [BAL97] Balmès E., "Modèles expérimentaux complets et modèles analytiques réduits en dynamique des structures", Habilitation à Diriger des Recherches de l'Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, (1997).
- [BAL00] Balmès, E., "Structural dynamics toolbox : User's guide, version 4", Scientific Software Group, (2000).
- [BAT95] Batoz J.L., Dhatt G., "Modélisation des structures par éléments finis", Vol.2, Editions Hermes, (1995).
- [BIG98] Bigret R., Feron J.-L., " Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes " MASSON pp289-300 (1998).
- [BOG99] F. Bogard, K. Debray, C. Delozanne, A. Pavan, " Etude du roulement à billes en tant que transmetteur de vibrations : Application à la maintenance conditionnelle." 14^{ème} congrès Français de Mécanique, Toulouse, (1999), CDROM, Réf. 454.
- [BOG00] Bogard F., " Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi vibratoire des constituants d'une machine tournante ", Thèse de doctorat de l'Université de Reims (2000).
- [BOG02] Bogard F., Debray K., Guo Y.Q., "Determination of Sensor Position for Predictive Maintenance of Revolving Machines", IJSS Vol. 39, PP 3159-3173, (2002).
- [BOL03] Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. " Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire". XVI^{ème} Congrès Français de mécanique, Nice , référence 649, (2003).
- [BOL04] Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L.. "Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signal." Control Engineering Practice , Vol. 12, pp.181-190, (2004).

- [BOU01] Boudet, R., "Fonction carter", Les techniques de l'ingénieur", BM 5 175, (2001)
- [BOU95] Boullenger, A., & Pachaud, C., "Surveillance des machines par analyse des vibrations", AFNOR, (1995).
- [BOU98] Boullenger, A., & Pachaud, C. "Diagnostic vibratoire en maintenance préventive", Dunod (1998).
- [BOU99] Bourdon, A.; Rigal, J.F. ; Play D.: Static rolling bearing models in a C.A.D.Environment for the study of complex mechanisms : Part I – Rollingbearing model. J. of Tribology 121 (1999) 205214.
- [BRI99] Brie D. "Analyse et modélisation du signal vibratoire engendré par un roulement écaillé" RFM pp101-108 (1999)
- [BRI99] Brie D. "Modelling of the Spalled Rolling Element Bearing Vibration Signal: An overview and some new results", Mechanical and Signal Processing, (1999).
- [CAR99] Carreau, D. : Analyse des vibrations pour la surveillance des roulements, Maintenance et Entreprise, n°436, (1999).
- [CHA95] Chapman J.J. : Angular contact ball bearing dynamics, an experimental and theoretical investigation. Lubricants and Lubrication, Proceedings of the 21st Leeds Lyon Symposium on Tribology, Leeds, UK, 1994, Dowson et al. ed., Elsevier, Amsterdam, Tribology series, vol. 30 (1995), pp. 435-443.
- [COS98] Cosmos/m 2.0, Manuel d'utilisation, (1998).
- [COU02] Cousinard O. "Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur machines tournantes : Application au développement et au choix des outils d'analyse et de mesure vibratoire" Thèse de doctorat de l'Université de Reims (2002).
- [DAR92] Darrel R. Harting, "Demodulated Resonance Analysis-A Powerful Incipient Failure Detection Technique",ISA Transactions, Vol.17, N°1, (1992)
- [DEB03] K. Debray, "Contribution au développement d'outils numériques en maintenance prédictive et en simulation de l'emboutissage de tôles minces", Habilitation à Diriger des Recherches de l'Université de Reims (2004).
- [DEB04a] K. Debray, F. Bogard, Y.Q. Guo, "Numerical vibration analysis on defect detection in revolving machines using two bearing models". Archive of Applied Mechanics, à paraître 2004.
- [DEB04b] K. Debray, P. Estocq, F. Bogard, Y.Q. Guo, "Numerical tools for defect detection in predictive maintenance using vibration analysis", soumis à WCCM VI, September 2004, Beijing, China
- [DEM89] DeMul, J.M., Vree, J.M.; Maas, D.A.: Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in 5 degrees of freedom while neglecting frictions.

- Part I : General theory and application to ball bearings. Trans. Of the ASME, J. of Tribology, 111 (1989) 142-148.
- [DRO95] Dron J.P., "Elaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire", Thèse de doctorat de l'Université de Reims (1995).
- [DRO01] Dron J.P., Rasolofondraibe L., Bolaers F., Pavan A., "High-resolution methods in vibratory analysis: application to ball bearing monitoring and production machine", IJSS 38 pp4293-4313, (2001).
- [DRO00] Dron J.P., "Sur la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire", Habilitation à Diriger des Recherches de l'Université de Reims (2000).
- [EST01] Estocq P., Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L., "Optimisation des bâtis de machine en maintenance conditionnelle par analyse vibratoire par adjonction de plaques"., XV ème congrès français de mécanique, (2001)
- [EWI00] Ewins D.J., "Modal testing; Theory, Practise and Application", Second Edition, Research Studies Press LTD (2000).
- [FOL98] Foltête E., "Identification modale de structure linéaire et faiblement non linéaire", Thèse de doctorat, Université de Franche Comté, (1998)
- [GER95] Gerardin M., Rixen D., "Théorie des vibrations: application à la dynamique des structures", Editions Masson. (1995)
- [GRA91] Graff K. F., "Wave motion in elastic solids", Dover Publications, Inc., (1991)
- [HAR91] Harris T.A., "Rolling Bearing Analysis", 3ème édition, Lavoisier (1991).
- [HER82] Hertz H., "On the contact of elastic solids". J. Reine und Angew. Math., Vol.92, pp156-171, (1882).
- [IMB91] Imbert J.F. , "Analyse des structures par éléments finis", 3^{ème} édition, Cépaduès Editions (1991)
- [ISO76] ISO Norme "Charge de base statique dans les roulements".
- [ISO281] ISO Norme "Charge de base dynamique et durée de vie dans les roulements".
- [ISO10816] ISO Norme "Vibrations mécaniques- Evaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes".
- [JON46] Jones, A.B. , "Analysis of stress and deflections", New Departure Division GMC Bristol, Vol. 1 et 2, (1946).
- [JON60] Jones, A.B.: A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. J. of Basic Engineering, 82 (1960), pp. 309-320.
- [KRA87] Kraus J., Blech J.J., Braum S.G. : In situ determination of roller bearing stiffness and

- damping by modal analysis, Journal of vibration acoustics stress and reliability in design, 109, (1987), pp. 235-240.
- [LAN90] Landau L. , "Physique théorique – Théorie de l'élasticité". Editions Mir (1990)
- [LIM90] Lim, T.C.; Singh, R.: "Vibration transmission through rolling element bearings, part I : bearings stiffness formulation". J. of Sound and Vibration, 139, (1990), pp. 179-199.
- [LUC94] Luce S. "Amélioration de la disponibilité des équipements de production par l'optimisation de la gestion des stocks de maintenance" Thèse de doctorat de l'Université de Reims (1994).
- [MAI97] Maia N. M. M., Silva J. M. M. : Theoretical and experimental modal analysis, ISBN: 0863802087 ed. by Nuno Manuel Mendes Maia, Portugal, (1997).
- [MAR95] Martin H.R., Honarvar F., "Application of Statistical Moments to Bearing Failure Detection", Applied Acoustics, Vol. 44, pp67-77, (1995)
- [MAT84] Mathiew, J., & Alfredson, RJ. " The condition monitoring of rolling element bearings using vibration analysis", Trans ASME, J Vibr, Acoust, Stress Reliab Design 106, 447-453 (1984).
- [MES97] Mescope : Vibrant technology, ME'scope, Operating manual version 4, (1997).
- [MFA84a] McFadden, PD., & JD.Smith, JD. "Model of the vibration product by a single point defect in rolling element bearing"; Journal of sound and vibration, 96(1) pp 69- 82 (1984).
- [MFA84b] McFadden, PD., & JD.Smith, JD. "Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique", a review. Tribol Int 17(1), 3-10. (1984)
- [NEL98] Nélias D., Dumont M.L., Couhier F., Dudragne G., Flamand L., "Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels under EHL or Micro-EHL Conditions", ASME Journal of tribology, (paper n°97- trib-7), Vol. 120, n°2, pp 184-190, (1998).
- [NEL00] Nelias D., " Contribution à l'étude des roulements: modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans le contact EHD pour des surfaces réelles ou indentées ", Habilitation à Diriger des Recherches INSA Lyon (1999)
- [PAC97] Pachaud, C. "Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces", Mechanical Systems and Signal Processing 11(6), 903-916 (1997).
- [PAL59] Palmgren, A.: Ball and roller bearing engineering, 3rd Ed., S. Burbank & Co, Philadelphia (1959).
- [PIR03] Piranda J., "Analyse modale expérimentale", Les techniques de l'ingénieur", R 6 180, (2003)

- [PIR83] Pirvics J., Kleckner R.J. : Prediction of ball and roller bearing thermal and kinematic performance by computer analysis, NASA Conference publication 2210, Advanced Power Transmission Technology (1983), pp. 85-202.
- [RASO93] Rasolofondraibe L, Dron JP., Pavan A., Couet C. " Application des méthodes paramétriques adaptatives à la surveillance d'une presse d'emboutissage ". RAPA. Revue d'Automatique et de productique appliquées. volume 6 n°4. HERMES ISSN 0990-7009. (1993).
- [RAS95] Rasolofondraibe L. , " Mise en oeuvre des méthodes paramétriques adaptatives pour la surveillance d'une machine de production ", Thèse de doctorat de l'Université de Reims (1995).
- [SAS96] Sassi M., " Modélisation du contact dans les roulements à billes à grande conformité en vue d'une prévision de la durée de vie ", Thèse de doctorat, ENSAM Paris/Aix en Provence (1996).
- [SIG01] "Siglab, User Guide", Spectral Dynamics, Inc.,(2001)
- [SNR01] " Catalogue technique " SNR (2001).
- [TAN97] Tandon N, Choudury A. " An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect".; Journal of sound and vibration, 205(3) pp275–292. (1997).
- [TAN99] Tandon N, Choudury A. " A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings"; Tribology International, 32 pp469–480. (1999).
- [VEL93] P.VELEX “ Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages » ; Publication CETIM : Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages-Synthèse bibliographique ;p.39-95 ;1993.
- [YAK99] Yakhou K. , "Validation expérimentale d'un modèle dynamique global de boîte de vitesses automobile", Thèse de doctorat de l'INSA de Lyon (1999).
- [YOU89] Young, W.C.: Roark's formulas for stress and strain, 6^{eme} edition, McGraw Hill, New York (1989) 76

RESUME :

Cette étude est consacrée à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, domaine d'activité qui constitue une part toujours plus importante des dispositions permettant de rentabiliser l'instrument de production industriel. Elle propose une méthodologie numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts d'écaillage sur les roulements à billes. L'objectif de ce travail est d'utiliser un point de mesure situé sur le carter d'une machine tournante permettant de réaliser une surveillance vibratoire efficace. Il s'est orienté dans deux directions. D'abord en ajoutant un composant structurel optimisé sur le carter de la machine, appelé résonateur, dont le rôle est de canaliser les vibrations. Ensuite en déterminant numériquement le point de mesure optimum de détection des défauts, qui peut également servir au suivi de l'évolution de la sévérité de l'écaillage.

MOTS CLES :

Maintenance conditionnelle, analyse vibratoire, défauts de roulements, simulation numérique.

ABSTRACT :

This study deals with conditional maintenance by vibratory analysis. This activity constitutes an increasingly important part of the tools used to keep industrial plants in continuous service. This work proposes a numerical and experimental methodology of assistance to the detection and the vibratory follow-up of spalling defects in ball bearings. The objective of this work is to use a measurement point located on the casing of a revolving machine to carry out an effective vibratory monitoring. Two steps can be distinguished in this work. The first one consists in the conception of an optimized structural component, called resonator, to channel the vibrations if placed on the casing of the machine. The second step is a numerical determination of the optimum measurement point for defects detection, which can also be used for the follow-up of the evolution of severity of the spalling.

KEY WORDS :

Conditional maintenance, vibratory analysis, bearing defect, numerical simulation.