



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT D'ELECTROMECHANIQUE

THESE DE DOCTORAT

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT en Electromécanique

Thème

*Prédiction d'avaries et maîtrise du comportement dynamique
des machines tournantes*

Option : ELECTROMECHANIQUE

CONDIDAT

LAKEHAL Abdelaziz

DIRECTEUR DE THESE HADJADJ AOUL Elias Pr Université Annaba

Devant le jury :

PRESIDENT : BENSAKER Bachir Pr Université Annaba
EXAMINATEURS : DRID Said Pr Université Batna
 BOURAS Slimane MC (A) Université Annaba
 MENACER Arezki MC (A) Université Biskra
 BOULOUH Messaoud MC (A) Université Guelma

Remerciements

Je tiens surtout à exprimer ma plus profonde gratitude à mon directeur de Thèse, monsieur HADJADJ-AOUL Elias Professeur à l'Université de Annaba, Je le remercie de m'avoir toujours poussé vers l'avant, pour toute la confiance qu'il a porté en moi, pour sa présence inconditionnelle, ses conseils avisés et ses encouragements ; il a su ainsi me communiquer sa passion pour la recherche.

Je remercie messieurs les membres du jury pour la caution qu'ils ont bien voulu apporter à ce travail. J'adresse mes remerciements aux :

- *Professeur Bachir BENSAKER de l'université de Annaba d'avoir accepté de présider le jury de soutenance,*
- *Professeur Saïd DRID de l'université de Batna d'être membre du jury de cette thèse.*
- *Monsieur Slimane BOURAS Maître de conférences à l'université d'annaba pour m'avoir fait l'honneur de participer à ce jury.*
- *Monsieur Arezki MENACER Maître de conférences à l'université de Biskra de m'avoir honoré en acceptant d'être examinateur,*
- *je remercie également monsieur Messaoud BOULOUH maître de conférences à l'université de Guelma d'avoir accepter d'être examinateur de ce travail.*

Merci à mes parents de m'avoir encouragé et permis de suivre mes études.

Je remercie ma femme pour l'ambiance qui règne dans ma petite maison. C'est en grande partie grâce à elle et à mes parents si je suis arrivé à ce stade aujourd'hui.

Enfin, je remercie chaleureusement tous les membres de ma famille et tous mes amis surtout fares LAOUACHERIA, qui eux aussi ont eu à me supporter et m'ont encouragé afin que je mène à bien ce travail.

À mes deux petits Amna et abdelmouez

Résumé :

Le monde de l'industrie (pétrochimie) et le monde des transports disposent de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à conception et la maintenance un rôle prépondérant.

Les industriels attachent une grande importance à la maintenance conditionnelle des machines tournantes; qui utilisent essentiellement les vibrations de leurs rotors et de leurs parties non rotatives; en générale mesurées au voisinage des paliers. Les températures par exemple dans les paliers peuvent apporter des informations complémentaires à celles des vibrations.

En maintenance préventive conditionnelle le diagnostic de défaillances des systèmes industriels, s'il est réalisé avec efficacité représente un des moyens pour contribuer à gagner des points de productivité. Le diagnostic consiste à observer les symptômes d'une défaillance (élévation des vibrations, échauffement au niveau des paliers,...etc.), et à identifier ensuite la cause de la défaillance à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur des observations; en d'autres termes démontrer un mécanisme déterministe entre la cause et son effet.

Cette thèse présente et discute la prédiction d'avaries et la maîtrise du comportement dynamique des rotors en flexion dans la phase conception de la machine par la connaissance préalable des réponses à des excitations de type balourd dans le cas instable des lignes d'arbre. Dans sa deuxième partie en discute la prise de décision qui s'exerce pratiquement à chaque étape d'une procédure de diagnostic industriel. Et comme outil d'aide à la prise de décision l'approche utilisée est bayésienne pour révéler un défaut masqué par un autre dans la basse fréquence (défauts combinés). Le turbocompresseur autant que équipement, les analyses vibratoires, et la thermographie autant que techniques sont le point de départ pour cette thèse, mais l'étude est appropriée aussi bien pour d'autres équipements et d'autres techniques de maintenance conditionnelle.

Abstract:

The industry world uses machines and plants that are increasingly powerful and complex. The requirements of high safety, the reduction of the exploitation costs, and the control of the equipment availability give to maintenance a dominating role. The industrialists attach a great importance to the conditional maintenance of the revolving machines that use primarily the vibrations of their rotors. The temperature measurements in the stages can bring additional information to vibrations.

In conditional preventive maintenance, the diagnosis of failures of the industrial systems, if it is carried out with effectiveness, represents one of the means to gain points of productivity. It consists in observing the symptoms of a failure and then identifying the cause using a logical reasoning founded on observations, that is, to dismount a deterministic mechanism between the cause and its effect.

This thesis presents and discusses the damage prediction and mastery of the dynamic behavior of rotors in bending in the design of the machine prior knowledge of response phase unbalance excitations kind in the unstable case of tree lines. The second part discusses the decision that has virtually every step of a procedure for industrial diagnosis. And as an aid to decision making the Bayesian approach is to reveal a hidden default by another in the low frequency (combined defects). The turbo compressor as an object of research, vibratory analyses, and thermography are the techniques used in this thesis. But the study is suitable as well for other equipment and other techniques of conditional maintenance.

ملخص:

إن عالم الصناعة (البتروكيماويات) و النقل يتوفر على آلات و معدات جد معقدة وذات كفاءة عالية. إضافة إلى ذلك فإن المتطلبات الأمنية العالية، خفض تكاليف التشغيل والسيطرة على استعدادية المعدات تعطي للصيانة دور فعال وتزيد من أهميتها.

إن الصناعيين يولون أهمية كبيرة للصيانة الشرطية للآلات الدوارة، والتي تستخدم أساسا اهتزازات المحرك الدوار وحتى الأجزاء الغير الدوارة عن طريق قياسها عادة في المنطقة المجاورة للمحامل ; فعلى سبيل المثال درجات الحرارة في المحامل قادرة على تقديم معلومات إضافية لتلك المستخلصة من الاهتزازات.

إن تشخيص عجز النظم الصناعية في مجال الصيانة الوقائية الشرطية، في حال تنفيذها على نحو فعال هو أحد السبل المساعدة في كسب إضافة للإنتاجية. إن التشخيص يتمثل في مراقبة أعراض العجز (ارتفاع الاهتزازات، ارتفاع درجة الحرارة على مستوى المحامل، الخ....)، و من ثم تحديد سبب هذا العجز بواسطة تفكير منطقي مرتكز أساسا على الملاحظات، أو بمعنى آخر تفكيك آلية حتمية بين السبب وتأثيره.

تقدم هذه الأطروحة ويناقش التنبؤ الضرر والتمكن من السلوك الديناميكي من الدورات في الانحناء في تصميم المعرفة آلة مسبقة من استجابة مرحلة عدم الاتزان الإثارات النوع في حالة غير مستقرة من خطوط شجرة. الجزء الثاني يناقش القرار الذي لديه تقريبا كل خطوة من إجراء لتشخيص الصناعية . وكوسيلة مساعدة لجعل أسلوب بيز القرار هو الكشف عن السداد الخفية من جانب آخر في التردد

المنخفض (العيوب مجتمعة). إن الضاغط كجهاز، تحاليل الاهتزازات والحراريات كوسائل هي نقطة البداية بالنسبة إلى هذه الأطروحة، ولكن الدراسة مناسبة أيضا لأجهزة، معدات و تقنيات صيانة شرطية أخرى.

TABLE DES MATIÈRES

Résumé – abstract - ملخص	IV
Table des matières.....	IVV
Liste des figures.....	VIII
Liste des tableaux.....	.X
Introduction générale.....	1
I Modélisation du comportement dynamique en flexion	4
1 Introduction.....	4
2 Caractéristiques des éléments du rotor	4
2-1 Disque.....	5
2-2 Arbre.....	6
2-2-1 L'énergie cinétique.....	6
2-2-2 L'énergie de déformation.....	7
2-3 Palier.....	9
2-4 Balourd.....	10
3 Modèle analytique simple.....	11
3-1 Application de la méthode de Rayleigh-Ritz.....	11
3-1-1 L'énergie cinétique.....	13
3-1-2 L'énergie de déformation.....	13
3-1-3 Le travail virtuel.....	13
3-1-4 Équations du mouvement d'un rotor.....	14
3-1-5 Réponse aux forces d'excitation (balourd).....	15
4 Modèle Éléments Finis.....	16
4-1 Disque.....	16
4-2 Arbre.....	16
4-3 Paliers.....	19
4-4 Balourds.....	19
5 Etude et simulation d'un modèle simple.....	20

5-1	Présentation du logiciel.....	20
5-2	Modèle étudié.....	20
5-3	Calcul dynamique sans défauts dans les paliers.....	22
5-4	Calcul dynamique avec défauts dans les paliers.....	25
5-5	Calcul dynamique pour deux longueurs d'arbre différentes L et L'.....	28
5-6	Calcul dynamique pour deux matériaux différents.....	29
6	Conclusion.....	31
II	Les réseaux Bayésiens.....	32
1	Introduction.....	32
2	Introduction aux réseaux bayésiens.....	32
2-1	Définitions des réseaux bayésiens.....	33
2-2	Inférence.....	36
2-3	Apprentissage.....	36
3	Les relations entre nœuds.....	38
3-1	Les différents types de nœuds.....	38
3-2	Arc entre deux variables discrètes	39
3-3	Arc entre une variable discrète et une variable continue	40
3-4	Arc entre 2 variables continues	40
4	Mise en œuvre des réseaux bayésiens.....	40
4-1	Pourquoi utiliser des réseaux bayésiens ?.....	40
4-2	Où utiliser les réseaux bayésiens ?.....	41
4-3	Comment utiliser des réseaux bayésiens ?.....	42
5	Extensions des réseaux bayésiens	44
5-1	Les réseaux bayésiens dynamiques (problèmes temporels).....	44
5-2	Réseaux Bayésiens Orientés Objet	45
5-3	Diagramme d'influence (théorie de la décision).....	46
6	Conclusion.....	48
III	Maintenance des machines tournantes.....	49
1	Introduction.....	49
2	Description des machines tournantes	50
2-1	Définition.....	50
2-2	Le rotor.....	50
2-3	La structure	51

2-4	Les liaisons	51
2-4-1	Butées et paliers hydrodynamiques	51
2-4-2	Butées et paliers aérodynamiques	53
2-4-3	Les liaisons à roulements	53
2-4-4	Les liaisons magnétiques	55
2-5	Les compresseurs.....	56
2-5-1	Description et types des turbomachines	56
2-5-2	Exploitation industrielle des compresseurs	57
2-5-3	Interventions d'entretien	58
3	Surveillance des machines tournantes par analyse vibratoire.....	58
3-1	Les balourds et le tourbillon d'huile	58
3-1-1	Les balourds. Déséquilibre de la masse	58
3-1-1-1	Description du balourd	58
3-1-1-2	Origines du balourd.....	60
3-1-1-3	Manifestations du balourd (déséquilibre de la masse).....	61
3-1-2	Défauts de lubrification-Instabilité (tourbillon d'huile)	61
3-1-2-1	Description.....	61
3-1-2-2	Manifestations.....	62
3-1-2-3	Instabilité due à un tourbillon d'huile	62
3-2	Principaux défauts en analyse vibratoire	63
3-2-1	Défaut d'alignement	63
3-2-2	Défauts de Frottement, desserrage, fissuration et jeux.....	64
3-2-3	Défauts de denture d'engrenages	64
3-2-4	Passages d'aubes	64
3-2-5	Cavitation	65
3-2-6	Roulements.....	65
3-3	La normalisation en analyse vibratoire des machines.....	68
3-3-1	Définition.....	68
3-3-2	Les normes et les comportements des machines.....	69
3-3-3	Définition des groupes de machines d'après AFNOR E 90-300	69
4	Dossier machines et Supports du diagnostic	72
4-1	But de la documentation.....	72
4-2	Dossier machine.....	73
4-2-1	Dossier technique	73
4-2-2	Dossier historique	73

4-3	Supports du diagnostic (retour d'expérience).....	74
5	Conclusion.....	74
IV	Prédiction d'avaries par l'utilisation des réseaux -bayésiens	76
1	Introduction.....	76
2	Objet de recherche.....	77
3	Méthodologie.....	78
3-1	Exploitation des courbes de tendance pour la surveillance du compresseur 103J	78
3-2	Suivi des températures des paliers par thermographie infrarouge.....	80
3-2-1	Cadrage thermique.....	80
3-2-2	Isotherme.....	81
3-2-3	Définition d'un histogramme d'évolution en thermographie.....	82
4	Prédiction de défauts combinés par réseau bayésien.....	85
4-1	Définition du problème.....	85
4-2	Modélisation.....	85
4-3	Définition des paramètres du réseau.....	86
4-4	Inférence dans le réseau.....	87
4-5	Discutions des résultats.....	89
5	Conclusion.....	89
	Conclusion générale.....	91
	Références Bibliographiques.....	94

LISTE DES FIGURES

1.1	Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible.....	5
1.2	Section droite de l'arbre.....	7
1.3	Amortissement et raideur d'un palier.....	10
1.4	Balourd.....	10
1.5	Système arbre disque avec deux paliers hydrodynamiques.....	12
1.6	Degrés de liberté.....	12
1.7	Élément fini de poutre.....	17
1.8	Géométrie du rotor.....	21
1.9	Modèle éléments finis du rotor.....	22
1.10	Mode 1 précession directe sans défauts dans les paliers.....	22
1.11	Mode 1 précession inverse sans défauts dans les paliers.....	23
1.12	Mode 2 précession directe sans défauts dans les paliers.....	23
1.13	Mode 2 précession inverse sans défauts dans les paliers.....	23
1.14	Diagramme de Campbell sans défauts dans les paliers.....	24
1.15	Déformée sous balourd sans défauts dans les paliers.....	24
1.16	Réponse au balourd sans défauts dans les paliers.....	25
1.17	Mode 1 précession directe avec défauts dans les paliers.....	25
1.18	Mode 1 précession inverse avec défauts dans les paliers.....	26
1.19	Mode 2 précession directe avec défauts dans les paliers.....	26
1.20	Mode 2 précession inverse avec défauts dans les paliers.....	26
1.21	Diagramme de Campbell présentant une instabilité.....	27
1.22	Déformée sous balourd avec défauts dans les paliers.....	27
1.23	Réponse au balourd avec défauts dans les paliers.....	28
1.24	Diagramme de Campbell pour deux longueur d'arbre L et L'.....	28
1.25	Déformée sous même balourd pour deux longueur d'arbre L et L'.....	29
1.26	Réponse au balourd pour deux longueur d'arbre L et L'.....	29
1.27	Diagramme de Campbell pour même modèle avec deux matériaux différents.....	30
1.28	Déformée sous balourd pour même modèle avec deux matériaux différents.....	30
1.29	Réponse au balourd pour même modèle avec deux matériaux différents.....	30
2.1	Les différentes structures des réseaux bayésiens.....	34
2.2	Les trois types de relation entre variables.....	39

2.3	Échelle de probabilité.....	44
2.4	Exemple de réseau bayésien dynamique.....	45
2.5	Exemple d'une instance.....	46
2.6	Exemple de diagramme d'influence.....	47
3.1	Eléments constitutifs d'une machine tournante.....	50
3.2	Eléments d'un palier lisse.....	52
3.3	Eléments de roulement.....	54
3.4	Photographie d'un palier magnétique.....	55
3.5	Représentation d'un balourd.....	59
3.6	Définition de l'angle d'attitude et l'excentricité.....	63
3.7	Images théoriques des défauts de denture d'engrenages.....	66
3.8	Images vibratoires des différents défauts de roulement.....	67
3.9	Critères de jugements d'après AFNOR E 90-300.....	72
4.1	Schéma synoptique du turbocompresseur.....	77
4.2	Courbes des tendances pour les huit paliers.....	79
4.3	Même palier N° 6, réglée automatiquement (gauche) et cadrée thermiquement sur le composant (droite).....	81
4.4	Conduite coté palier N°6 avec une isotherme.....	81
4.5	Courbe de tendance de températures pour palier N°6.....	82
4.6	Images visibles et thermogrammes correspondants des huit paliers.....	83
4.7	Réseau bayésien en polyarbre modélisant le raisonnement de l'agent de maintenance...	85
4.8	Changement des croyances en présence d'information.....	89

LISTE DES TABLEAUX

2.1	Table de probabilités conditionnelles nœud discret avec parent discret.....	39
2.2	Table de probabilités conditionnelles nœud continu avec parent discret.....	40
3.1	Récapitulatif des principaux défauts.....	68
4.1	Table des probabilités a priori.....	86
4.2	Table des probabilités conditionnelles pour la connaissance (1).....	87
4.3	Table des probabilités conditionnelles pour la connaissance (2).....	87

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Aujourd'hui et dans le nouveau contexte industriel, les entreprises subissent de grande pression de la part de leur clients. Ces derniers deviennent de plus en plus exigeants, et demandent des services et des produits de bonne qualité, à moindre coût, et livrés dans les délais. Donc pour faire face à ces exigences et pour assurer une qualité, et une continuité de service l'entreprise doit disposer d'un outil de production fiable, donc bien entretenu. D'une manière globale entretenir c'est subir.

Nous nous intéresserons principalement aux machines tournantes stratégiques utilisées et exploitées dans les domaines de la pétrochimie, le transport, et l'industrie lourde. La maintenance de ces machines tournantes telle que turbomachine, moteur, et machine électrique occupent une place importante dans la politique de management des entreprises, surtout en matière de temps d'immobilisation. Actuellement et malgré les progrès réalisés dans la conception et la fabrication de telle machines, les travaux de recherches réalisés visent à développer les outils indispensables à l'optimisation de leur maintenance.

Dans la phase conception de la machine, la maîtrise de comportements vibratoires nécessite une prévision des caractéristiques d'amortissement des rotors, en particulier l'amortissement dû aux parties tournantes qui peut engendrer une instabilité en régimes permanent. Cette prédiction est fondamentale dans la conception des machines tournantes afin de fournir une idée précise des plages " sécurisées " en termes de vitesses de rotation.

Donc afin de concevoir de nouvelles turbomachines plus performantes, ou dans l'optique de contrôler leur fonctionnement, il est nécessaire de prévoir le comportement en torsion et en flexion des rotors. Ici seuls les mouvements de flexion sont pris en compte. L'étude se concentre sur les monorotors tournant à une vitesse de rotation constante.

Dans la phase exploitation et pour assurer une disponibilité optimale de l'outil de production, pour prévenir les échecs, et surtout si l'entretien ne se traduisait que par des interventions, il faut passer du concept entretien au concept maintenance [1] parce que ce dernier est tout d'abord un état d'esprit, une manière de penser, ensuite une discipline nouvelle qui exige des ressources humaines compétentes, des outils et du matériel adaptés aux équipements et aux installations à maintenir, un système de gestion de pièces de rechange adéquat et un système d'information bien penser pour un échange efficace entre différents intervenants.

Partons de ce dernier point, qui est l'information. Les informations disponibles, consignées par les différents intervenants sont souvent incomplètes, non fiables, et complètement éparpillées, malgré l'intérêt que représentent la corrélation de ces informations dans un but de prendre des décisions certaines.

C'est sur ce problème que porte notre réflexion. Prendre une décision incertaine en maintenance peut conduire à des erreurs fatales et par conséquent à des pertes économiques et techniques importantes (l'arrêt d'une machine stratégique peut conduire à l'arrêt d'une chaîne de production).

Un prédiagnostic est souvent possible à partir des indicateurs de surveillance mais dans d'autre cas il faut faire appel aux autres techniques de maintenance préventive conditionnelle tel que la thermographie infrarouge, l'analyse des huiles, et surtout le suivi des paramètres d'exploitation...etc. Un itinéraire de diagnostic n'est réalisé que lorsque l'itinéraire de surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire, en outre parmi toute les étapes nécessaires à la mise en place de cet itinéraire le problème le plus délicat à résoudre est la prise de décision.

La thématique de recherche abordée dans le cadre de ce doctorat concerne la prédiction d'avaries par la maîtrise du comportement dynamique des machines tournantes et par éviter les dysfonctionnements catastrophiques. Dans un premier lieu on s'intéresse à la machine dans sa phase de conception afin de maîtriser son comportement dynamique, notre étude en flexion porte sur la détermination, l'évaluation de la réponse en régime permanent à des forces extérieures (balourd), et la recherche de possibles instabilités.

Dans la deuxième partie de ce doctorat en vas présenter quelques éléments de maintenance afin de prédire les avaries dans la phase exploitation de la machine. Une petite étude permet de recenser les défauts susceptibles d'apparaître sur une machine tournante (turbocompresseur dans notre cas d'étude) par domaine de fréquence (basse, moyenne, et haute) en analyse vibratoire. En second lieu nous utiliserons la thermographie infrarouge comme complément de méthodes de surveillance. En dernier lieu et comme évoqué plus haut notre étude s'inscrit dans un concept de maintenance ou on a voulu présenté un nouvel état d'esprit et une nouvelle manière de penser basée sur une théorie et une approche bayésienne et ceci pour un double intérêt : premièrement pour prendre une décision dans un environnement certain, et deuxièmement pour éviter une lacune de l'analyse vibratoire qui est l'effet de masque.

Le document synthétique de cette thèse s'organise sur quatre chapitres.

Dans le premier chapitre les différentes hypothèses de modélisation sont exposées. Les caractéristiques des différents éléments qui constituent le rotor sont présentées : l'énergie cinétique et l'énergie de déformation d'un arbre, énergie cinétique d'un disque, travail des forces extérieure dues aux paliers, énergie cinétique d'un balourd. Ensuite un modèle simple est développé à partir de la méthode de Rayleigh-Ritz. Les équations du mouvement sont obtenus par l'application des équations de Lagrange, et enfin une modélisation par éléments finis pour simuler un cas réel.

Le second chapitre est une présentation plus approfondie des réseaux bayésiens. Ainsi, dans un premier temps nous allons nous intéresser au principe des réseaux bayésiens, à leur fondement théorique, et à leur mise en œuvre. Dans un second temps, nous présenterons les extensions possibles des réseaux bayésiens surtout dans les cas temporels.

Le troisième chapitre est consacré aux machines tournantes. Dans ce chapitre nous donnerons une description des machines tournantes ainsi qu'un panorama des différentes avaries susceptible d'apparaître sur ces machines. Nous présenterons les deux défauts de balourd et de tourbillon d'huile d'une manière plus exhaustive. En fin de chapitre nous présenterons l'intérêt du dossier historique dans la définition des paramètres d'un réseau bayésien.

Dans le quatrième et le dernier chapitre, nous montrerons en premier lieu l'intérêt que présentent les courbes de tendance pour la surveillance d'un turbocompresseur. En second lieu nous montrerons l'utilité de la surveillance par thermographie de machines tournantes à palier fluide. En fin de chapitre, nous appliquerons la méthode bayésienne pour la prise de décision et la prédiction des deux défauts de balourd et de tourbillon d'huile dans le cas combinés.

**MODELISATION DU
COMPORTEMENT DYNAMIQUE
EN FLEXION**

CHAPITRE I : MODELISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE EN FLEXION

1- Introduction :

La maîtrise de comportements dynamique nécessite une prévision des caractéristiques d'amortissement des rotors, en particulier l'amortissement dû aux parties tournantes qui peut engendrer une instabilité. Cette prédiction est fondamentale dans la conception des machines tournantes afin de fournir une idée précise des plages " sécurisées " en termes de vitesses de rotation.

Pour cela, au cours des dernières années, beaucoup d'études dynamiques se sont concentrées sur la modélisation des effets dissipatifs, la prévision des vitesses critiques, des **réponses au balourd** et enfin sur la prévision des seuils d'instabilité. Donc afin de concevoir de nouvelles turbomachines plus performantes ou dans l'optique de contrôler leur fonctionnement, il est nécessaire de prévoir le comportement en flexion des rotors. Dans la suite de ce chapitre l'étude concerne les rotors tournant à une vitesse constante.

Dans un premier temps, il s'agit de prévoir l'évolution des fréquences naturelles en fonction des vitesses de rotation : cela permet de déterminer les vitesses critiques et les possibles instabilités dues aux paliers. Dans un deuxième temps, on calcule en régime permanent, la réponse à des effets de balourd et éventuellement à déterminer le réponse à des effets combinés de balourd et d'instabilités des paliers.

2- Caractéristiques des éléments du rotor :

Ce paragraphe expose les éléments utilisés pour obtenir les équations du mouvement d'un système en rotation [2]. La démarche utilisée est inspirée de celle développée dans [2]

Les éléments de base d'un rotor sont : disque, arbre et palier. Le balourd qui ne peut pas être complètement évité doit aussi être pris en compte. Les expressions de l'énergie cinétique sont nécessaires pour caractériser disque, arbre et balourd. L'énergie de déformation (potentielle) est nécessaire pour caractériser l'arbre. Le travail virtuel est calculé pour les forces dues aux paliers. Les équations générales du mouvement du rotor sont obtenues à partir des étapes suivantes :

- l'énergie cinétique T , l'énergie de déformation U et le travail virtuel des forces extérieures δW sont calculés pour tous les éléments du système ;
- une méthode numérique est choisie : la méthode de Rayleigh-Ritz pour mettre en évidence les phénomènes ou la méthode des éléments finis pour les applications industrielles.

- les équations de Lagrange sont appliquées sous la forme suivante :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (1.1)$$

Où $N(1 \leq i \leq N)$ le nombre de degrés de liberté, q_i sont les coordonnées généralisées indépendantes, $F q_i$ sont les forces généralisées et où $(\dot{})$ désigne une dérivée par rapport au temps.

2-1- Disque :

Le disque est supposé rigide et donc caractérisé par son énergie cinétique. Soient $R_0(X, Y, Z)$ un repère fixe et $R(x, y, z)$ un repère tournant lié au disque (figure 1.1). Le système de coordonnées x, y et z est relié au système de coordonnées X, Y et Z par l'intermédiaire des angles θ_z, θ_x et θ_y . Pour déterminer la position du disque, on tourne initialement d'un angle θ_z autour de l'axe Z , puis d'un angle θ_x autour du nouvel axe x , noté x_1 , enfin d'un angle θ_y autour de l'axe de rotation propre du disque y .

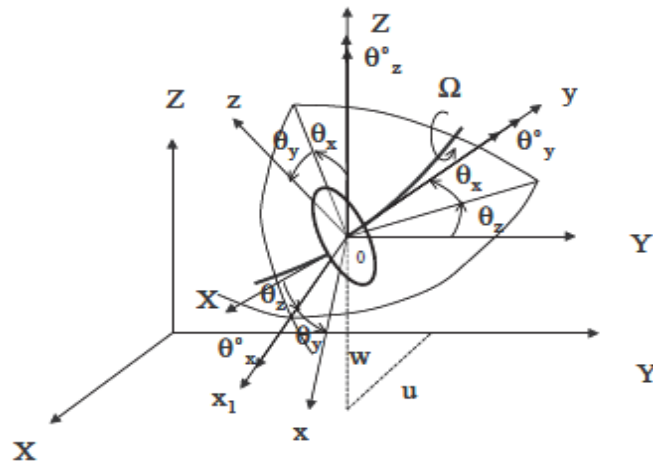


Figure 1.1 : Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible [2]

Le vecteur rotation instantanée traduisant la position du repère $R(x, y, z)$ s'écrit :

$$\omega_{R/R_0}^R = \theta_z^\circ \vec{Z} + \theta_x^\circ \vec{x}_1 + \theta_y^\circ \vec{y} \quad (1.2)$$

Où \vec{Z} , \vec{x}_1 et \vec{y} sont les vecteurs unitaires des axes $O\vec{Z}$, $O\vec{x}_1$ et $O\vec{y}$.

L'énergie cinétique du disque correspondant à son mouvement autour du centre de masse O est calculée en utilisant le repère R . Dans ce repère, le vecteur rotation instantanée est :

$$\omega_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\theta_z^\circ \cos \theta_x \sin \theta_y + \theta_x^\circ \cos \theta_y \\ \theta_y^\circ + \theta_z^\circ \sin \theta_x \\ -\theta_z^\circ \cos \theta_x \cos \theta_y + \theta_x^\circ \sin \theta_y \end{bmatrix}_R \quad (1.3)$$

ω_x , ω_y et ω_z étant les composants du vecteur de rotation instantanée suivant x , y et z .

Soient u et w les coordonnées suivant X , Z de O (centre du disque) dans R_0 , la coordonnée suivant Y est constante. Par ailleurs, la masse du disque est M_d et son tenseur d'inertie en O , comme xyz sont les directions principales d'inertie, a comme expression :

$$I/O = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix}_R \quad (1.4)$$

I_{dx} , I_{dy} et I_{dz} sont les moments d'inertie du disque suivant x , y et z .

L'expression générale de l'énergie cinétique du disque s'écrit alors :

$$T_d = \frac{1}{2} m_d (\dot{u} + \dot{w}) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \quad (1.5)$$

Et peut être simplifiée car le disque est symétrique $I_{dx} = I_{dz}$, les angles θ_x et θ_y et petits et la vitesse angulaire constante ($\dot{\theta}_y = \Omega$). L'équation (1.5) devient alors :

$$T_d = \frac{1}{2} m_d (\dot{u} + \dot{w}) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x \theta_x) \quad (1.6)$$

Où le terme $\frac{1}{2} I_{dy} \Omega^2$, qui est constant, n'a pas d'influence sur les équations du mouvement et représente l'énergie cinétique du disque tournant à la vitesse ω , dans le cas où tous les autres déplacements sont nuls. Le dernier terme, $I_{dy} \Omega \dot{\theta}_x \theta_x$ représente l'effet gyroscopique, (Coriolis).

2-2- Arbre

L'arbre est assimilé à une poutre de section circulaire et caractérisé par ses énergies cinétique et de déformation (potentielle).

2-2-1- L'énergie cinétique :

La formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est une extension de celle du disque (1.6) en considérant une section d'arbre de section S , de masse volumique ρ . Pour un élément de longueur L , de section droite constante, l'expression de l'énergie cinétique est :

$$dT_a = \frac{1}{2} \rho S (\dot{u} + \dot{w}) + \frac{1}{2} \rho I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} \rho I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x \theta_x) \quad (1.7)$$

Afin d'obtenir l'énergie cinétique d'un arbre de longueur L , il suffit d'intégrer sur la longueur de l'arbre :

$$T_a = \int_0^L dT_a$$

Soit :

$$T_a = \int_0^L \frac{1}{2} \rho S (\dot{u} + \dot{w})^2 dy + \int_0^L \frac{1}{2} \rho I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) dy + \int_0^L \frac{1}{2} \rho I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x \theta_x) dy \quad (1.8)$$

$$T_a = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I_{dx}}{2} \int_0^L (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) dy + \frac{\rho I_{dy}}{2} \int_0^L \Omega^2 dy + \rho I_{dy} \int_0^L \Omega \dot{\theta}_x \theta_x dy \quad (1.9)$$

$$T_a = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I_{dx}}{2} \int_0^L (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) dy + \rho I_{dy} L \Omega^2 + 2\rho I_{dy} \Omega \int_0^L \dot{\theta}_x \theta_x dy \quad (1.10)$$

La première intégrale de l'équation 1.10 correspond à l'expression de l'énergie cinétique d'une poutre en flexion, la seconde à l'effet d'inertie dû à la rotation, le terme $\rho I_{dy} L \Omega^2$ est constant et a une contribution nulle dans les équations du mouvement, et enfin la dernière intégrale représente l'effet gyroscopique.

2-2-2- L'énergie de déformation:

Le point C est le centre géométrique de la poutre, B (x, z) est un point de la section droite (figure 1.2), E est le module d'Young, ϵ et σ sont les déformations et les contraintes, u^* et w^* sont les déplacements du centre géométrique par rapport aux axes x, z. Dans ce calcul, seules les déformations dues à la flexion sont prises en compte (les effets du cisaillement sont négligés).

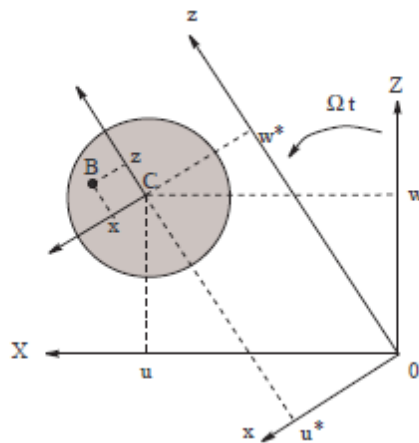


Figure 1.2 : Section droite de l'arbre [2]

La déformation en flexion d'un point de l'arbre de coordonnées x et z dans R est $\varepsilon = \varepsilon_l + \varepsilon_{nl}$ avec :

$$\text{Déformation linéaire :} \quad \varepsilon_l = -x \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (1.11)$$

$$\text{Déformation non linéaire :} \quad \varepsilon_{nl} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \quad (1.12)$$

L'expression générale de l'énergie de déformation du rotor en flexion est donnée par :

$$U = \frac{1}{2} \int_v \{\varepsilon\}^t [\sigma] dv \quad (1.13)$$

Où v est le volume de l'arbre , σ est la contrainte de flexion, et t le symbole matriciel de transposition.

La relation entre contraintes et déformations est donner par : $\sigma = E\varepsilon$ donc :

$$U = \frac{1}{2} \int_v E\varepsilon^2 dv \quad (1.14)$$

$$U = \frac{E}{2} \int_v (\varepsilon^2 + 2\varepsilon\varepsilon_{nl} + \varepsilon_{nl}^2) dv \quad (1.15)$$

A cause de la symétrie de l'arbre par rapport aux axes x et z :

$$\int_v \varepsilon_{nl} \varepsilon_l dv = 0 \quad (1.16)$$

Le troisième terme de l'intégrale (1.15) représente l'effet d'une force axiale et n'est pas pris en compte dans cette étude. en utilisant (1.15) :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_s \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) ds dy \quad (1.17)$$

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_s \left(x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xz \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) ds dy \quad (1.18)$$

Par suite de la symétrie de la section l'intégrale correspondant au troisième terme de (1.18) est nulle. En introduisant les inerties diamétrales de la section droite par rapport à x et z on à :

$$I_x = \int_s z^2 ds, \quad I_z = \int_s x^2 ds, \quad \text{et} \quad \int_s xz ds = 0 \quad (1.19)$$

Finalement l'énergie de déformation à pour expression :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \left(I_z \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (1.20)$$

Pour éviter les termes périodiques, explicitement fonction du temps, il est nécessaire d'exprimer l'énergie de la déformation en fonction de u et w composante du déplacement dans R_0 . Le passage de u, w à u^*, w^* s'écrit (voir figure 1.2) :

$$u^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \quad \text{Et} \quad w^* = u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \quad (1.21)$$

En remplaçant u^* et w^* par leurs valeurs dans (1.20) :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \left(I_z \left(\cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (1.22)$$

Finalement pour le cas le plus courant d'un arbre symétrique (ou $I = I_x = I_z$), l'énergie de déformation s'écrit :

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\cos^2 \Omega t \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \sin^2 \Omega t \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2 \cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right. \\ \left. + \sin^2 \Omega t \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \cos^2 \Omega t \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2 \sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) dy \quad (1.23)$$

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2 \cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2 \sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) dy \quad (1.24)$$

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} (\sin \Omega t \cos \Omega t - \cos \Omega t \sin \Omega t) \right) dy \quad (1.25)$$

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (1.26)$$

2-3- Palier :

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement sont supposées connues. Le travail virtuel δW des forces extérieures agissant sur l'arbre se met sous la forme (figure 1.3) :

$$\delta W_p = -k_{xx} u \delta_u - k_{xz} w \delta_u - k_{zz} w \delta_w - k_{zx} u \delta_w \\ - c_{xx} \dot{u} \delta_u - c_{xz} \dot{w} \delta_u - c_{zz} \dot{w} \delta_w - c_{zx} \dot{u} \delta_w \quad (1.27)$$

$$\delta W_p = F_u \delta u + F_w \delta w \quad (1.28)$$

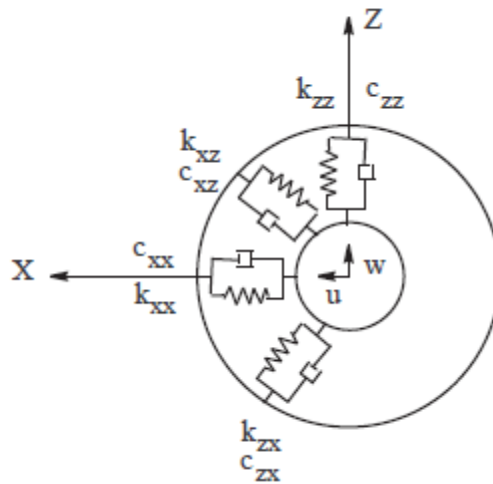


Figure 1.3 : Amortissement et raideur d'un palier [2]

F_u et F_w sont les composantes de la force généralisée et s'expriment En utilisant les deux équations (1.27) et (1.28) sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (1.29)$$

2-4- Balourd :

Le balourd dont une représentation géométrique est donnée (figure 1.4) peut être assimilé à une masse m_b située à la distance d du centre géométrique de l'arbre. Son énergie cinétique doit être prise en compte.

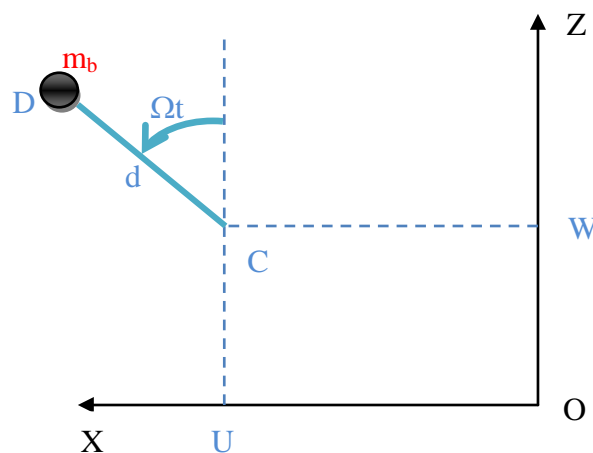


Figure 1.4 : Balourd

La masse reste dans un plan perpendiculaire à l'axe y et sa coordonnée selon cet axe reste constante.

$$\vec{OD} = \begin{vmatrix} u + d \sin \Omega t \\ \text{constante} \\ w + d \cos \Omega t \end{vmatrix}_{R_0} \quad (1.30)$$

D'où la vitesse du balourd :

$$\vec{V} = \frac{d\vec{OD}}{dt} = \begin{vmatrix} \dot{u} + d\Omega \cos \Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega \sin \Omega t \end{vmatrix}_{R_0} \quad (1.31)$$

Et l'énergie cinétique du balourd T_b :

$$T_b = \frac{m_b}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega \dot{u} d \cos \Omega t - 2\Omega \dot{w} d \sin \Omega t) \quad (1.32)$$

Le terme $\Omega^2 d^2/2$ est constant et donc sans influence sur les équations du mouvement. La masse m_b est sans commune mesure avec celle du rotor, alors l'énergie cinétique peut se mettre sous la forme :

$$T_b \approx m_b \Omega d (\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t) \quad (1.33)$$

3- Modèle analytique simple :

Le but ici est de développer un modèle simple de rotor permettant d'examiner les phénomènes de base mais réalistes.

La méthode choisie est celle de Rayleigh-Ritz et le type de rotors étudié est symétrique. L'effet d'instabilité est ensuite montré. Les phénomènes de base sont :

- les fréquences naturelles en fonction de la vitesse de rotation ;
- le diagramme de Campbell ;
- l'instabilité ;
- l'effet des forces d'excitation : balourd.

3-1- Application de la méthode de Rayleigh-Ritz :

Le rotor étudié est présenté sur la **figure 1.5**. $R_0 (XYZ)$ est le repère galiléen, l'axe du rotor est suivant l'axe Y , et la vitesse de rotation est constante. Un seul degré de liberté est utilisé pour chaque déplacement dans les directions X et Z . Le rotor est supposé en appui aux deux extrémités. Il est constitué :

- d'un arbre de longueur L et de section circulaire constante ($R_1 = \text{cte}$);

- d'un disque symétrique comportant un balourd, situé à $y = L1$ et de rayon intérieur R_1 et rayon extérieur R_2 ;
- de deux paliers.

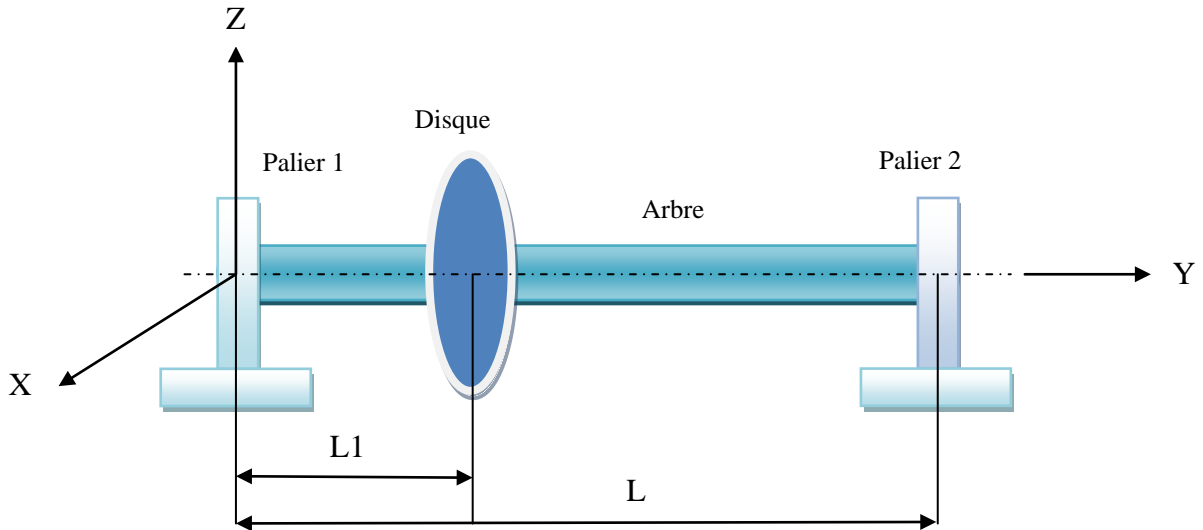


Figure 1.5 : Système arbre disque avec deux paliers hydrodynamiques.

La méthode de Rayleigh-Ritz permet de donner les expressions des déplacements dans les directions X et Z par :

$$u(y, t) = f(y)q_1(t) = f(y)q_1 \quad 1.34$$

$$w(y, t) = f(y)q_2(t) = f(y)q_2 \quad 1.35$$

Où q_1 et q_2 sont les coordonnées généralisées indépendantes, et compte tenu de l'hypothèse selon laquelle les angles θ_x et θ_z sont petits (figure 1-6), ils peuvent être approximés par :

$$\theta_x = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial f(y)}{\partial y} q_2(t) = g(y)q_2 \quad 1.36$$

$$\theta_z = -\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial f(y)}{\partial y} q_1(t) = -g(y)q_1 \quad 1.37$$

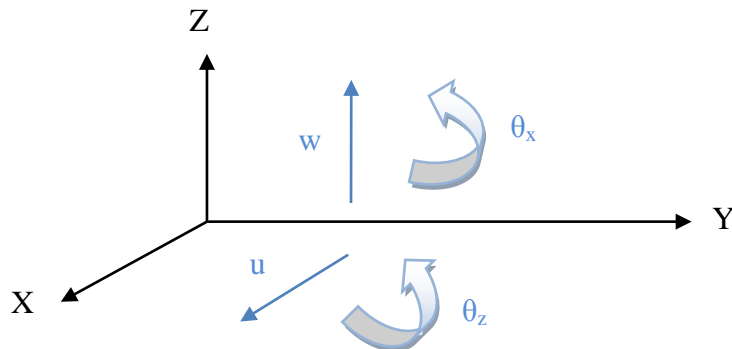


Figure 1.6 : Degrés de liberté

Les dérivées du second ordre de u et w sont nécessaires pour exprimer l'énergie de déformation ; leurs expressions sont :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{d^2 f(y)}{dy^2} q_1 = h(y) q_1 \quad 1.38$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{d^2 f(y)}{dy^2} q_2 = h(y) q_2 \quad 1.39$$

Notre cas d'étude est similaire à une poutre de section constante, appuyé-appuyé donc la fonction $f(y) = \sin \frac{\pi y}{L}$

Où $f(y)$ est la déformé modale choisie.

3-1-1- L'énergie cinétique :

En remplaçant (1.34, 1.35, 1.36, 1.37) dans (1.6, 1.10, et 1.32) on peut calculer les énergies cinétiques suivantes:

a) Energie cinétique de l'arbre :

Comme étant donné : le rayon de la section est R_1 :

L'aire de la section droite est $S = \pi R_1^2$ et le moment d'inertie diamétral est $I = \frac{\pi R_1^4}{4}$

b) Energie cinétique du disque :

Comme on à : rayon intérieur R_1 , le rayon extérieur R_2 , épaisseur h , la masse volumique ρ , et la longueur LI :

La masse et les inerties du disque sont :

$$M_d = \pi(R_2^2 - R_1^2)h\rho$$

$$I_{dx} = I_{dz} = \frac{M_d}{12} (3R_1^2 + 3R_2^2 + h^2)$$

$$I_{dy} = \frac{M_d}{2} (R_1^2 + R_2^2)$$

c) Energie cinétique de balourd :

Masse m_b et la distance d du centre géométrique de l'arbre.

Alors l'énergie cinétique totale est donnée par :

$$T = T_d + T_a + T_b$$

3-1-2- L'énergie de déformation :

En remplaçant (1.34, 1.35) dans (1.26) on peut calculer l'énergie de déformation.

3-1-3- Le travail virtuel :

De même en remplaçant (1.34, 1.35) dans (1.29) on peut calculer le travail virtuel δW des forces extérieures agissant sur l'arbre.

3-1-4- Équations du mouvement d'un rotor :

L'application des équations de Lagrange (1.1) sur les expressions de l'énergie cinétique, de l'énergie de déformation et du travail virtuel permet d'obtenir les équations du mouvement qui sous forme.

$$mq_1^{\circ\circ} - a\Omega q_2^{\circ} + kq_1 = m_b d\Omega^2 f(l_1) \sin\Omega t \quad 1.40$$

$$mq_2^{\circ\circ} + a\Omega q_1^{\circ} + kq_2 = m_b d\Omega^2 f(l_1) \cos\Omega t \quad 1.41$$

Sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^{\circ\circ} \\ q_2^{\circ\circ} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -a\Omega \\ a\Omega & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^{\circ} \\ q_2^{\circ} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_b d\Omega^2 f(l_1) \sin\Omega t \\ m_b d\Omega^2 f(l_1) \cos\Omega t \end{bmatrix} \quad 1.42$$

Où la première matrice représente le terme de masse $m = m_a + m_d$, la deuxième, représente l'effet gyroscopique, et la troisième représente la raideur. m_b est la masse du balourd, Ω est la vitesse de rotation du rotor. Les solutions des équations sont de la forme :

L'étude du système en mouvement libre (second membre=0) donne l'évolution des fréquences naturelles en fonction de la vitesse de rotation par l'intermédiaire d'un diagramme de Campbell, les équations (1.40) et (1.41) deviennent :

$$mq_1^{\circ\circ} - a\Omega q_2^{\circ} + kq_1 = 0 \quad 1.43$$

$$mq_2^{\circ\circ} + a\Omega q_1^{\circ} + kq_2 = 0 \quad 1.44$$

Sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^{\circ\circ} \\ q_2^{\circ\circ} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -a\Omega \\ a\Omega & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^{\circ} \\ q_2^{\circ} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = 0 \quad 1.45$$

Les solutions des équations sont de la forme :

$$q_1 = Q_1 e^{rt} \quad 1.46$$

$$q_2 = Q_2 e^{rt} \quad 1.47$$

À partir de (1.45) :

$$\begin{bmatrix} k + mr^2 & -a\Omega r \\ a\Omega r & k + mr^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{bmatrix} = 0 \quad 1.48$$

Donc :

$$m^2 r^4 + (2km + a^2 \Omega^2) r^2 + k^2 = 0 \quad 1.49$$

A l'arrêt $\Omega = 0$, les racines r_1 et r_2 de (1.49) sont :

$$r_1^2 = r_2^2 = j^2 \omega_1^2 = j^2 \omega_2^2 = -\frac{k}{m} \quad 1.50$$

Avec $j^2 = -1$ et les pulsations :

$$\omega_1 = \omega_2 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 1.51$$

En rotation ($\Omega \neq 0$), les racines de (1.49) sont r_1 et r_2 et les pulsations correspondantes ω_1 et ω_2 . Il vient :

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{a^2\Omega^2}{2m^2} \left(1 - \sqrt{1 + \frac{4m^2\omega_1^2}{a^2\Omega^2}}\right)} \quad 1.52$$

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + \frac{a^2\Omega^2}{2m^2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{4m^2\omega_1^2}{a^2\Omega^2}}\right)} \quad 1.53$$

Lorsqu'un rotor n'est soumis à aucune force externe et est uniquement en mouvement libre du fait des conditions initiales, l'amplitude de son mouvement peut croître de façon infinie avec le temps. Le rotor est alors dit instable. On peut prédire la stabilité de système numériquement à partir de la partie réelle des valeurs propres complexes du système d'équations en mouvement libre [3]. Si la fréquence propre est donnée par

$r_i = -a_i \pm jb_i$, le seuil d'instabilité est déterminé quand a_i devient négatif (partie réelle positive). Avec ce critère on peut estimer la fréquence ainsi que le mode pour lequel le système deviendra instable [4].

3-1-5- Réponse aux forces d'excitation (balourd) :

Il s'agit de réponses en régime permanent. Seule la solution particulière des équations complètes (1.40) et (1.41) est considérée.

Les équations avec $m^* = m_b f(l_1)$ deviennent :

$$mq_1^{\circ\circ} - a\Omega q_2^{\circ} + kq_1 = m^* d\Omega^2 \sin\Omega t \quad 1.54$$

$$mq_2^{\circ\circ} + a\Omega q_1^{\circ} + kq_2 = m^* d\Omega^2 \cos\Omega t \quad 1.55$$

Et comme il n'y a pas d'amortissement, les solutions peuvent être cherchées sous la forme :

$$q_1 = Q_1 \sin\Omega t \quad 1.56$$

$$q_2 = Q_2 \cos\Omega t \quad 1.57$$

En reportant (1.56) et (1.57) dans (1.54) et (1.55), il vient :

$$-m\Omega^2 Q_1 + a\Omega^2 Q_2 + kQ_1 = m^* d\Omega^2 \quad 1.58$$

$$-m\Omega^2 Q_2 + a\Omega^2 Q_1 + kQ_2 = m^* d\Omega^2 \quad 1.59$$

Soit :

$$Q_1 = Q_2 = \frac{m^* d\Omega^2}{k + (a-m)\Omega^2} \quad 1.60$$

La vitesse critique Ω_c , correspond à la valeur de la vitesse qui rend les déplacements infinis et l'annulation du dénominateur de (1.60) entraîne :

$$\Omega_c = \sqrt{\frac{k}{m-a}} \quad 1.61$$

Afin d'avoir un modèle capable de traiter des applications industrielles, il est nécessaire de développer un modèle Éléments Finis

4- Modèle Éléments Finis :

La méthode des éléments finis, très utilisée pour le calcul des structures complexes, est également efficace en dynamique des rotors.

L'effet gyroscopique doit être pris en compte et des méthodes de résolution spécifiques peuvent être avantageusement employées.

Il est nécessaire de définir les éléments finis permettant de modéliser les rotors : disques, arbres, paliers et de représenter les forces extérieures, en particulier celles dues aux balourds.

4-1- Disque :

Chaque nœud possède quatre degrés de liberté : deux déplacements u , w , suivant X et Z , et deux pentes θ_x et θ_z autour de X et Z . Le vecteur δ des déplacements nodaux du centre du disque est :

$$\delta = [u, w, \theta_x, \theta_z]^t \quad 1.62$$

L'application des équations de Lagrange à l'expression (1-6) donne :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = \begin{bmatrix} M_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{dx} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{dy} \\ 0 & 0 & I_{dx} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \\ \theta_x \\ \theta_z \end{bmatrix} \quad 1.63$$

La première matrice est la matrice de masse et la seconde est la matrice gyroscopique.

4-2- Arbre

L'arbre est modélisé par des éléments de poutre de section circulaire constante (figure 1.7). L'élément fini classique utilisé a 2 nœuds et 4 degrés de liberté par nœud ; les matrices élémentaires ont donc 8 degrés de liberté. Les relations pentes-déplacements sont :

$$\theta_x = \frac{\partial w}{\partial y} \quad 1.64$$

$$\theta_z = -\frac{\partial u}{\partial y} \quad 1.65$$

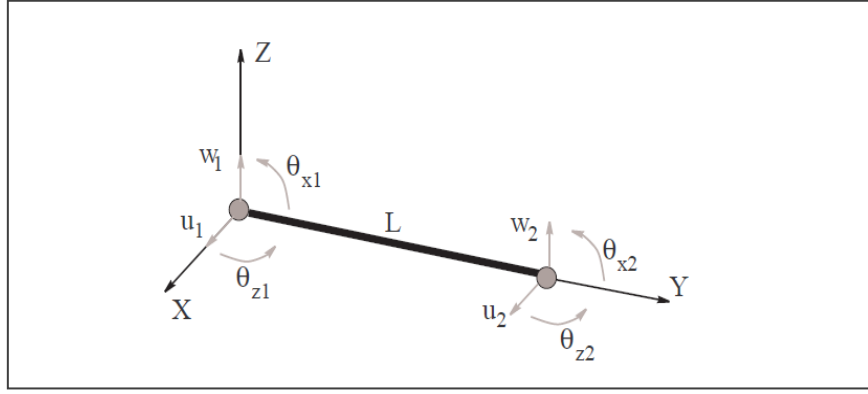


Figure 1.7 : Élément fini de poutre [2].

Et le vecteur des déplacements nodaux est :

$$\delta = [u_1, w_1, \theta_{x1}, \theta_{z1}, u_2, w_2, \theta_{x2}, \theta_{z2}]^t \quad 1.66$$

De plus, on définit les vecteurs δu , δw tels que :

$$\delta u = [u_1, \theta_{z1}, u_2, \theta_{z2}]^t \quad 1.67$$

$$\delta w = [w_1, \theta_{x1}, w_2, \theta_{x2}]^t \quad 1.68$$

Et on construit les matrices caractéristiques à partir de :

$$u = N_1(y)\delta u \quad 1.69$$

$$w = N_2(y)\delta w \quad 1.70$$

Où $N_1(y)$ et $N_2(y)$ sont les fonctions de forme classiques d'une poutre en flexion :

$$N_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \quad 1.71$$

$$N_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad 1.72$$

L'énergie cinétique est obtenue à partir de l'expression (7) qui donne :

$$T_a = \frac{\rho S}{2} \int_0^L [\delta u^t N_1^t N_1 \delta u + \delta w^t N_2^t N_2 \delta w] dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L \left[\delta u^t \frac{dN_1^t}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta u + \delta w^t \frac{dN_2^t}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta w \right] dy - 2\rho I \Omega L \delta u^t dN_1^t dy dN_2 dy \delta w dy + \rho I L \Omega^2 \quad 1.73$$

Et en substituant (1.71) et (1.72) ainsi que leurs dérivées dans (1.73) on aboutit à la forme :

$$T_a = \frac{1}{2} \delta u^t M_1 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^t M_2 \delta w + \frac{1}{2} \delta u^t M_3 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^t M_4 \delta w + \Omega \delta u^t M_5 \delta w + \rho I L \Omega^2 \quad 1.74$$

Où les matrices M_1 et M_2 sont les matrices classiques de masse, M_3 et M_4 représentent l'effet secondaire d'inertie de rotation de la section par rapport à un diamètre et M_5 l'effet gyroscopique. Le dernier terme qui est une constante a une contribution nulle lors de l'application des équations de Lagrange à (1.74) ; alors :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_a}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T_a}{\partial \delta} = (M + M_s) \delta^{\circ\circ} + C \delta^{\circ} \quad 1.75$$

Où M et M_s sont déduites respectivement de M_1, M_2 et M_3, M_4 et où C vient de M_5 . Les matrices sont :

$$C = \frac{\rho I \Omega}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad 1.76$$

$$M_s = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad 1.77$$

$$M = \frac{\rho S L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad 1.78$$

L'énergie de déformation est obtenue à partir de l'expression (20) qui donne :

$$U_a = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\delta u^t \frac{d^2 N_1^t}{dy^2} \frac{d^2 N_1}{dy^2} \delta u + \delta w^t \frac{d^2 N_2^t}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2} \delta w \right] dy \quad 1.79$$

Après intégration, on a sous une forme compacte :

$$U_a = \frac{1}{2} \delta u^t k_1 \delta u + \frac{1}{2} \delta w^t k_2 \delta w \quad 1.80$$

Où K_1 et K_2 sont les matrices classiques de raideur. Il est fréquemment nécessaire de prendre en compte l'effet de cisaillement qui est caractérisé par la quantité

$$a = \frac{12EI}{G S_r L^2} \quad 1.81$$

Où G le module de cisaillement est :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad 1.82$$

ν Le coefficient de Poisson et $S_r \cong S$, la section réduite.

L'effet de cisaillement modifie évidemment la matrice classique qui peut être transformée pour inclure aussi le cisaillement. La matrice de raideur a alors comme expression :

$K =$

$$\frac{EI}{(1+a)L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \end{bmatrix} \quad 1.83$$

Lorsque l'effet de cisaillement n'est pas pris en compte, $a = 0$

4-3- Paliers

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement relient les forces aux déplacements et vitesses. L'influence des pentes et des moments est habituellement négligée et compte tenu de (23) on a :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_{\theta_x} \\ F_w \\ F_{\theta_z} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & k_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{zx} & 0 & k_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \theta_x \\ w \\ \theta_z \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & 0 & c_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{zx} & 0 & c_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{w} \\ \dot{\theta}_z \end{bmatrix} \quad 1.84$$

La première matrice est une matrice de raideur, la seconde une matrice d'amortissement visqueux. Ces matrices ne sont généralement pas symétriques (paliers hydrodynamiques) et les termes peuvent varier d'une manière importante en fonction de la vitesse de rotation.

4-4- Balourds

L'expression générale de l'énergie cinétique due à un balourd est donnée équation (1.33).

L'application des équations de Lagrange donne :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}^\circ} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = -m_b d \Omega^2 \begin{bmatrix} \sin \Omega t \\ \cos \Omega t \end{bmatrix} \quad 1.85$$

Avec :

$$\delta = [u, w]^t \quad 1.86$$

L'application des équations de Lagrange donne l'équation générale du mouvement :

$$M \delta^{\circ\circ} + C(\Omega) \delta^\circ + K \delta = F(t) \quad 1.87$$

Avec :

$$F(t) = F_1 + F_2 \sin \Omega t + F_3 \cos \Omega t + F_4 \sin \Omega t + F_5 \cos \Omega t \quad 1.88$$

Où δ est le vecteur contenant maintenant tous les déplacements nodaux, M est la matrice de masse symétrique, $C(\Omega)$ est une matrice non symétrique, fonction de Ω , incluant l'effet

gyroscopique (antisymétrique), et les caractéristiques d'amortissement des paliers fréquemment non symétriques.

$F(t)$ est le vecteur incluant des forces constantes (F_1) dont celles dues à la pesanteur, les effets de balourds (F_2, F_3) et des forces asynchrones (F_4, F_5).

Résolution du problème dynamique :

L'étude de stabilité du système se fait en mouvement libre, c'est à dire lorsque le second membre est identifié à 0:

$$M\delta^{\circ\circ} + C(\Omega)\delta^{\circ} + K\delta = 0 \quad 1.89$$

Après avoir exprimées les matrices élémentaires, l'assemblage matriciel global est réalisé pour construire le système d'équations 1.87. La première étape de résolution porte sur le calcul des solutions propres du système conservatif associé :

$$M\delta^{\circ\circ} + K^*\delta = 0 \quad 1.90$$

Une base modale est définie à partir des solutions de 1.90 où M est la matrice de masse, K^* est une matrice de raideur obtenue à partir de K où les termes de type k_{xz} , k_{zx} introduits par les paliers sont supprimés afin de conserver la symétrie. Les plus basses fréquences et modes sont obtenus par une méthode d'itérations simultanées.

5- Etude et simulation d'un modèle simple :

5-1- Présentation du logiciel :

ROTORINSA est un logiciel d'éléments finis développé par le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures - INSA de Lyon -, il est destiné à prévoir le comportement dynamique de rotors en flexion. Le rotor peut être supporté sur des paliers hydrodynamiques (PHD), roulements ou paliers magnétiques actifs (PMA).

Ce logiciel fonctionne sous Windows et comprend trois grand modules :

- Préprocesseur : permet de créer la géométrie du rotor, et de générer son modèle éléments finis,
- Calcul : à partir du quel l'utilisateur lance différents calculs en dynamique ou en statique
- Postprocesseur : qui permet de visualiser graphiquement les différents résultats concernant la même machine.

5-2- Modèle étudié :

Le but ici est de faire la prévision du comportement dynamique par simulation, à cet effet les dimensions du modèle étudié (figure 1.5) sont les suivantes :

- a) Paramètres généraux :

Toutes les unités de longueur sont en m et le module de Young en Pa.

b) Les caractéristiques du matériau de l'arbre et des disques sont :

Module de Young $E = 2.10^{11} \text{N/m}^2$

Masse volumique $\rho = 7800 \text{kg/m}^3$.

Coefficient de poisson $\nu = 0.3$

c) Description des propriétés géométriques :

L'arbre de longueur $L = 0.42 \text{ m}$ et de rayon $R1 = 0.05 \text{ m}$.

Un disque de rayon intérieur $R1 = 0.05 \text{ m}$ et un rayon extérieur $R2 = 0.20 \text{ m}$ pour une épaisseur $h = 0.03 \text{ m}$, et placé à une distance $L1 = L/3 = 0.14 \text{ m}$.

d) Caractéristiques des deux paliers hydrodynamiques identiques :

$K_{xx} = 5.10^7 \text{ N/m}$, $K_{zz} = 7.10^7 \text{ N/m}$, $K_{xz} = K_{zx} = 0$.

$C_{xx} = 5.10^2 \text{ Ns/m}$, $C_{zz} = 7.10^2 \text{ Ns/m}$, $C_{xz} = C_{zx} = 0$.

Le logiciel et à partir de son préprocesseur permet de générer la géométrie du rotor présentée dans la figure 1.8.

La géométrie permet ensuite de générer le modèle éléments finis du rotor (voir figure 1.8). Les éléments finis utilisés sont des éléments de type poutre à deux nœuds, des éléments finis de type disque à un nœud, et des éléments de paliers à deux nœuds, chaque nœud ayant quatre degrés de liberté de flexion dans les deux plans.

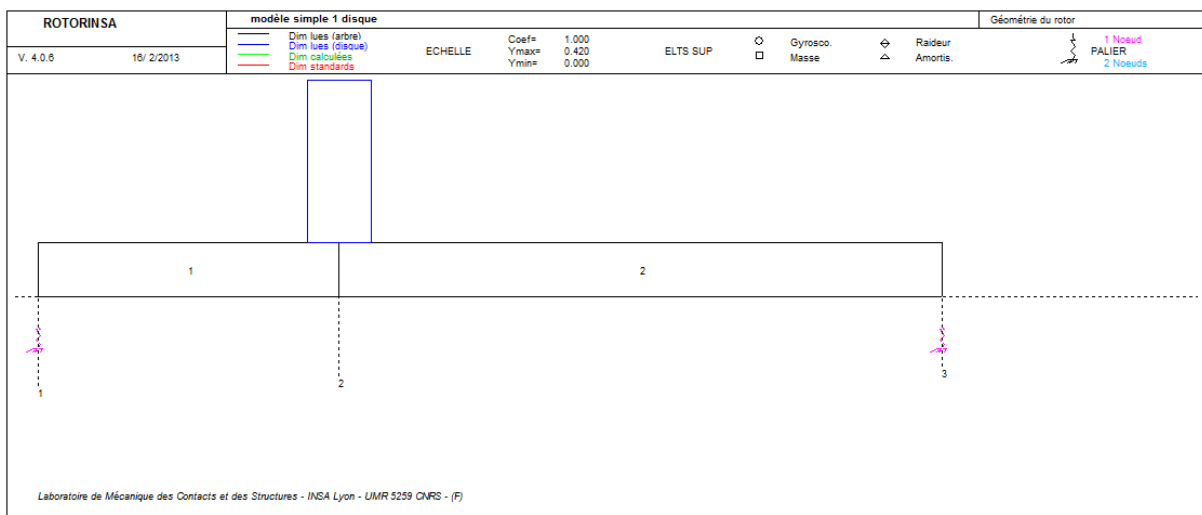


Figure 1.8 : Géométrie du rotor.

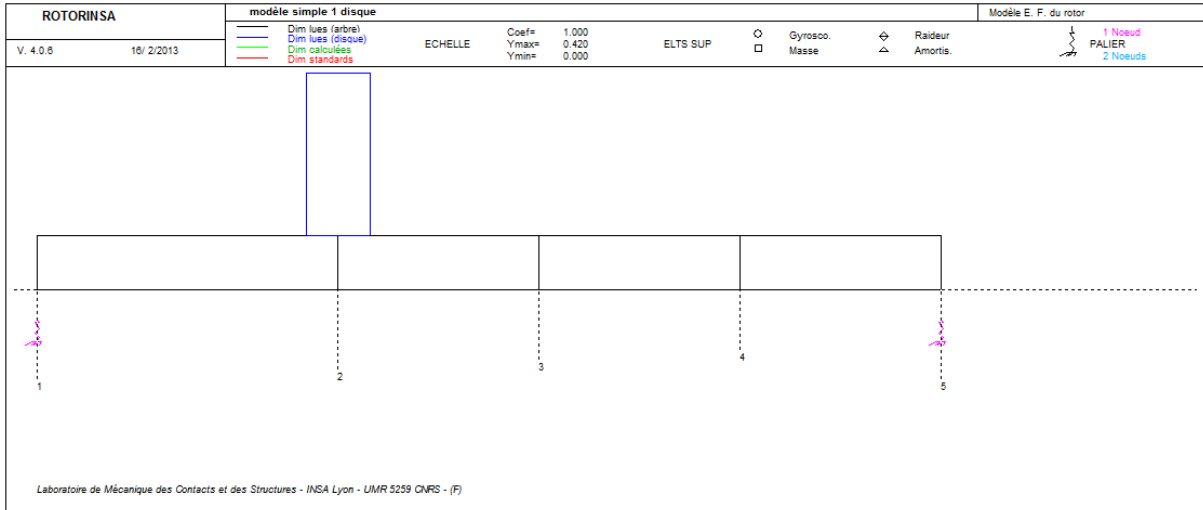


Figure 1.9 : Modèle éléments finis du rotor.

5-3- Calcule dynamique sans défauts dans les paliers :

Calcul de la base modale :

La modélisation éléments finis à été présentée dans la figure 1.9. Pour une longueur particulière du rotor $L = 0.42m$, les déformées modales pour les 4 premiers modes sont présentées sur les figures 1.10 à 1.13. Elles représentent les modes de flexion d'arbre couplés avec les modes de palier.

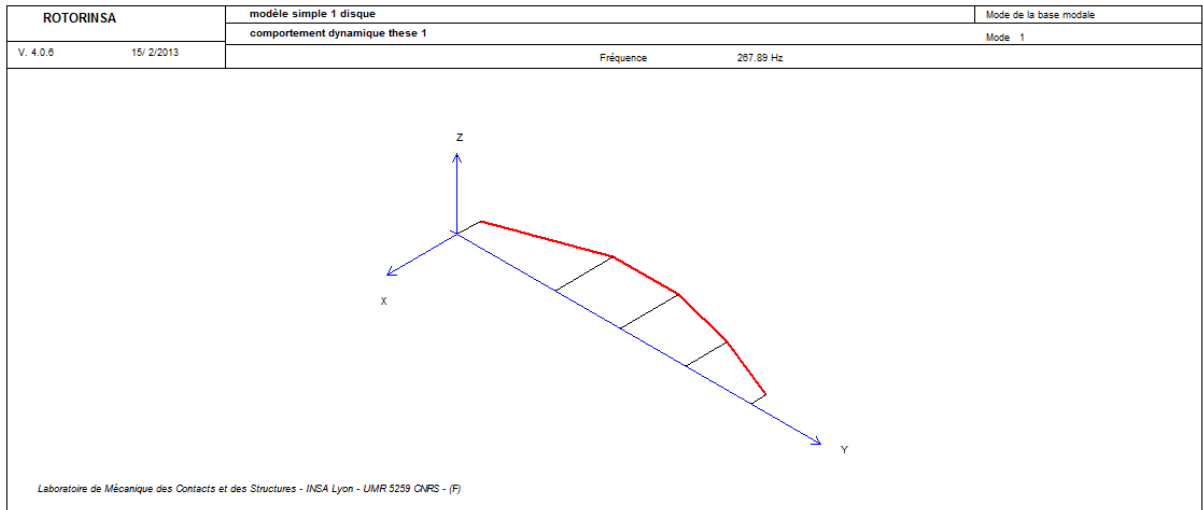


Figure 1.10 : Mode 1 précession directe sans défauts dans les paliers.

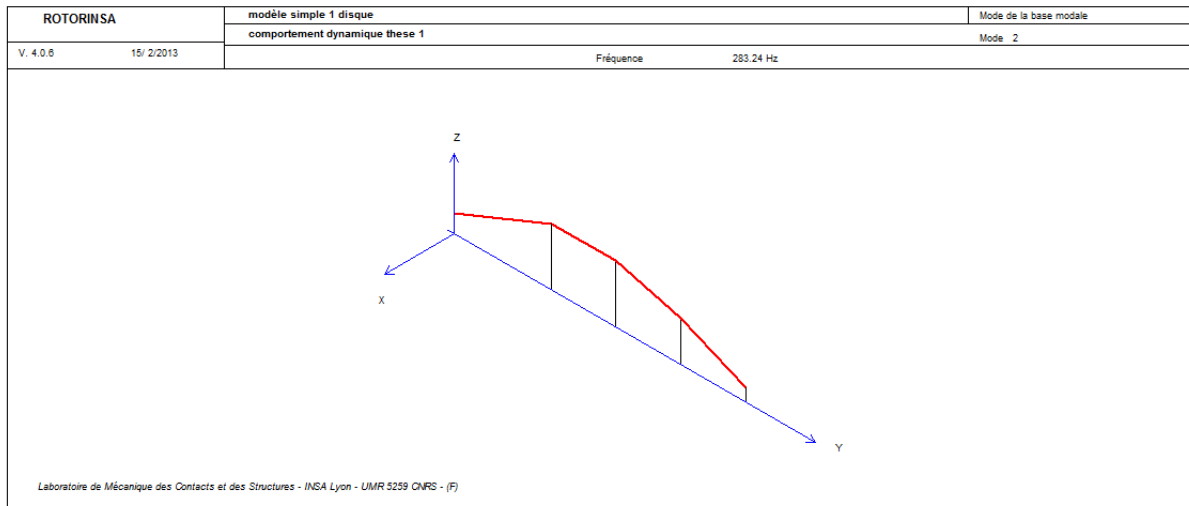


Figure 1.11 : Mode 1 précession inverse sans défauts dans les paliers.

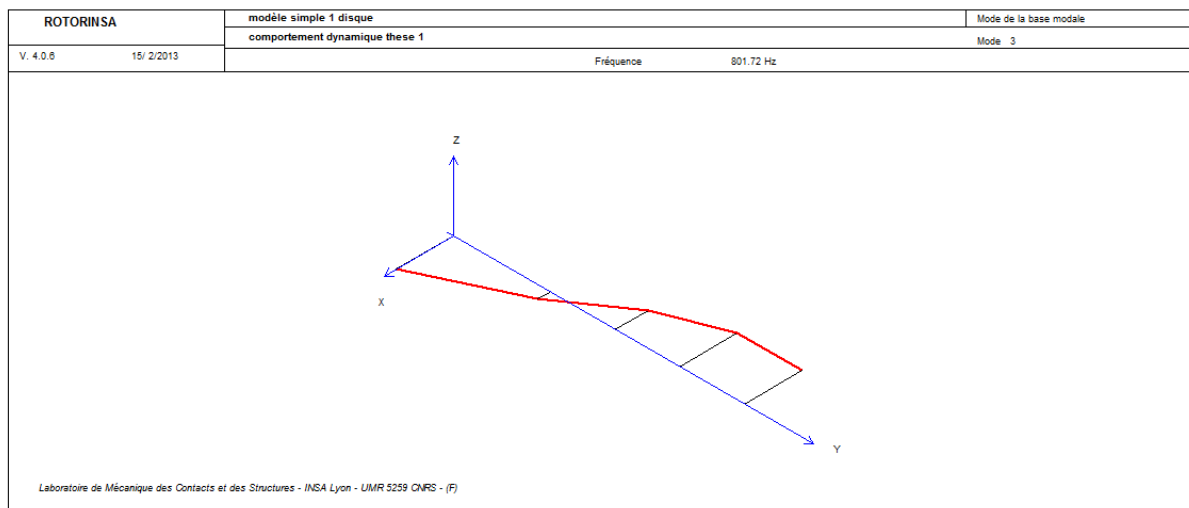


Figure 1.12 : Mode 2 précession directe sans défauts dans les paliers.

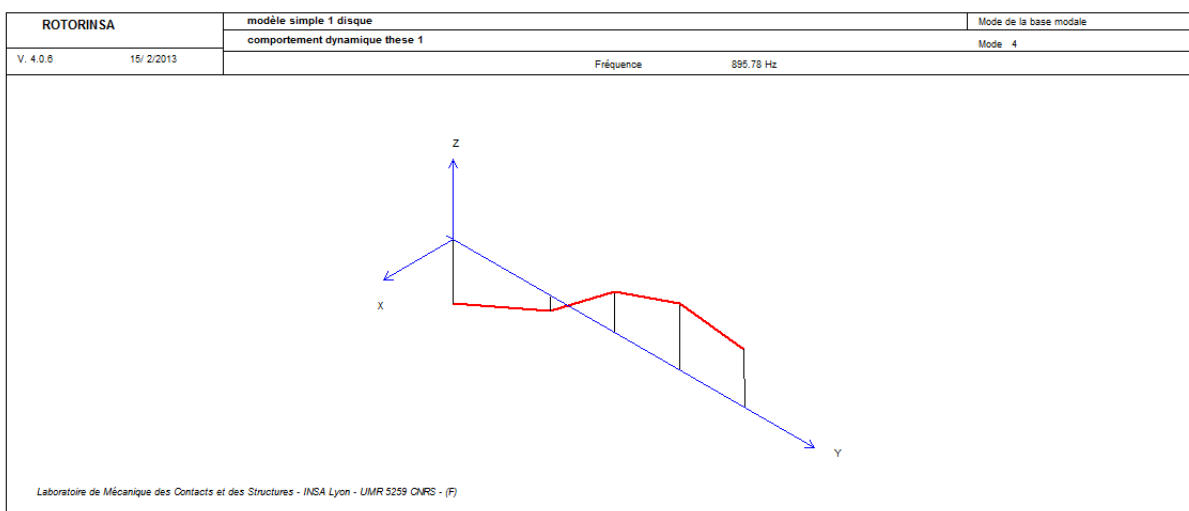


Figure 1.13 : Mode 2 précession inverse sans défauts dans les paliers.

Diagramme de Campbell :

Le diagramme de Campbell est présenté sur la figure 1.14, c'est les fréquences f en Hz de chaque mode en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre, N en tr/mn.

Sur ce diagramme on remarque que qu'il n'y à aucune instabilité et ceci pour les quatre modes et dans les deux sens de précession (directe ou inverse).

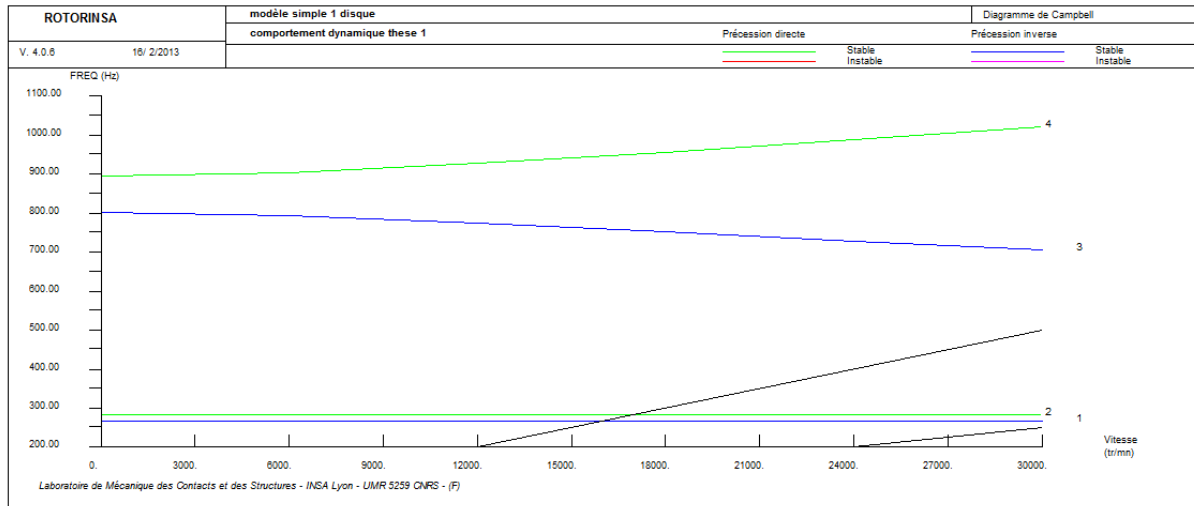


Figure 1.14 : Diagramme de Campbell sans défauts dans les paliers.

Calcul de la réponse au Balourd :

La masse du balourd $m_b = 10^{-4}$ kg située à la distance $R_2 = 0.20$ m du centre géométrique de l'arbre. La figure 1.15 représente la déformée sous une excitation de type balourd défini ci-dessus.

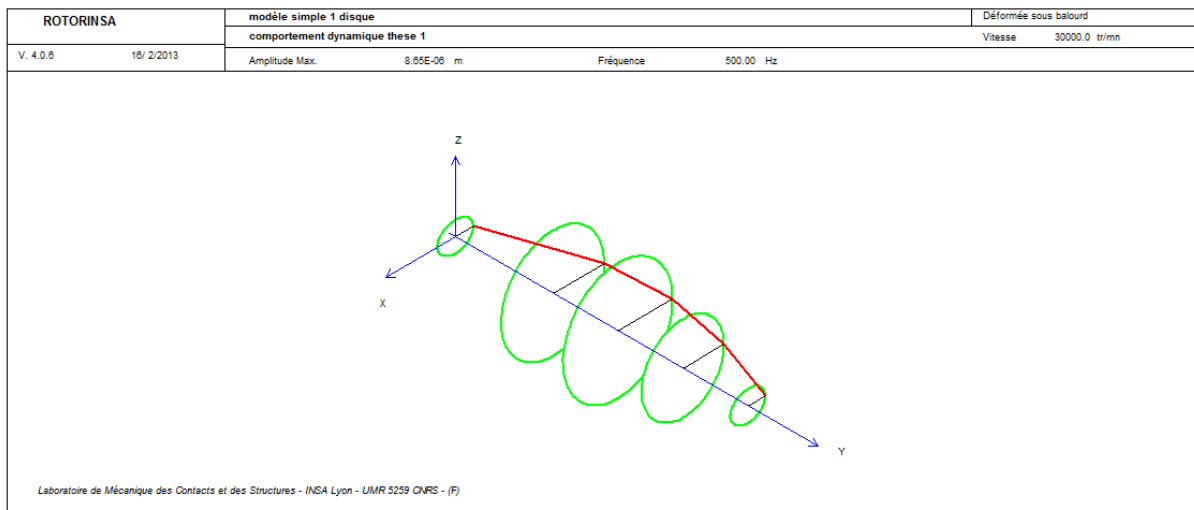


Figure 1.15 : Déformée sous balourd sans défauts dans les paliers.

La réponse au balourd en régime permanent pour les cinq nœuds est montrée sur la figure 1.16. Sur cette figure on remarque une seul et unique vitesse critique (autour de 18000 tr/min) dans la plage de fonctionnement de 0 à 30000tr/min et ceci pour les cinq nœuds Ce qui

signifié une faible manifestation de l'effet gyroscopique. En plus les formes de la réponse des cinq nœuds est de même allure.

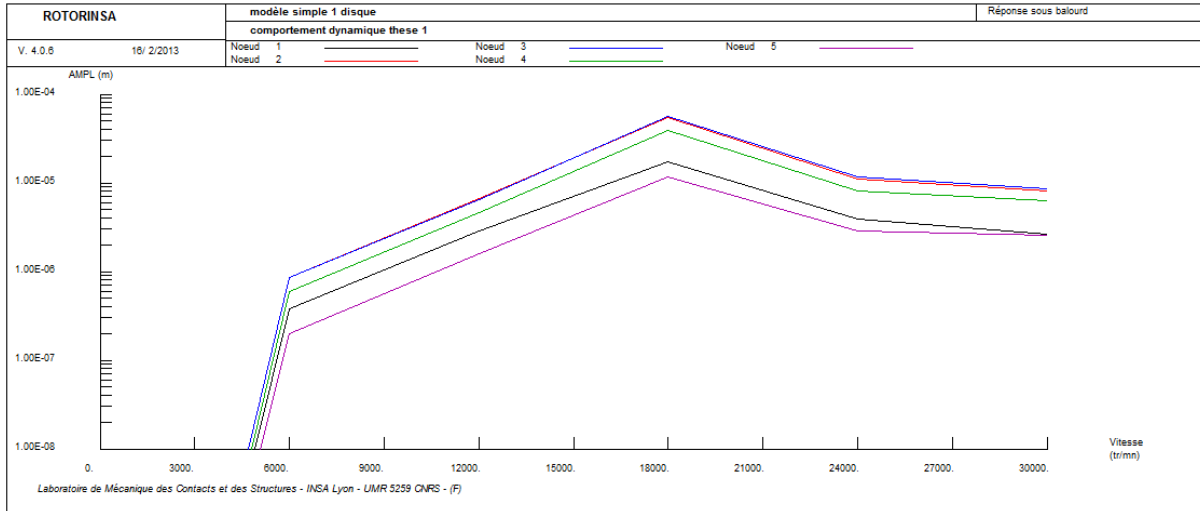


Figure 1.16 : Réponse au balourd sans défauts dans les paliers.

5-4- Calcul dynamique avec défauts dans les paliers :

On reprend le même modèle éléments finis de la figure 1.8, mais avec changement des caractéristiques de l'un des deux paliers ce qui nous va permettre de monter et de simuler un défaut de lubrification. De même les déformées modales pour les 4 premiers modes sont présentées sur les figures 1.17 à 1.20 qui peuvent mettre en évidence un changement en comparant aux figures de 1.10 à 1.13.

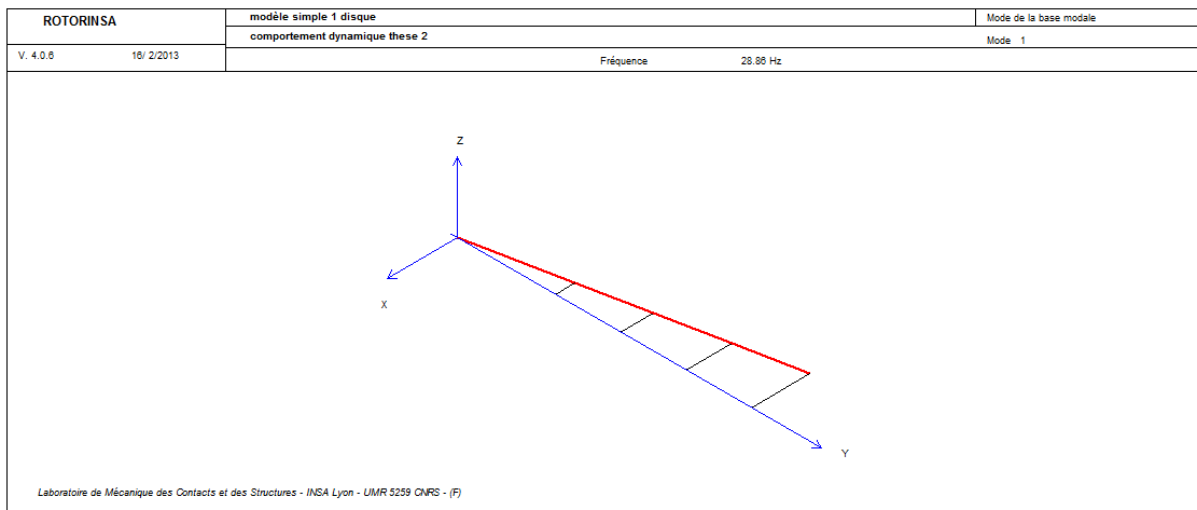


Figure 1.17 : Mode 1 précession directe avec défauts dans les paliers.

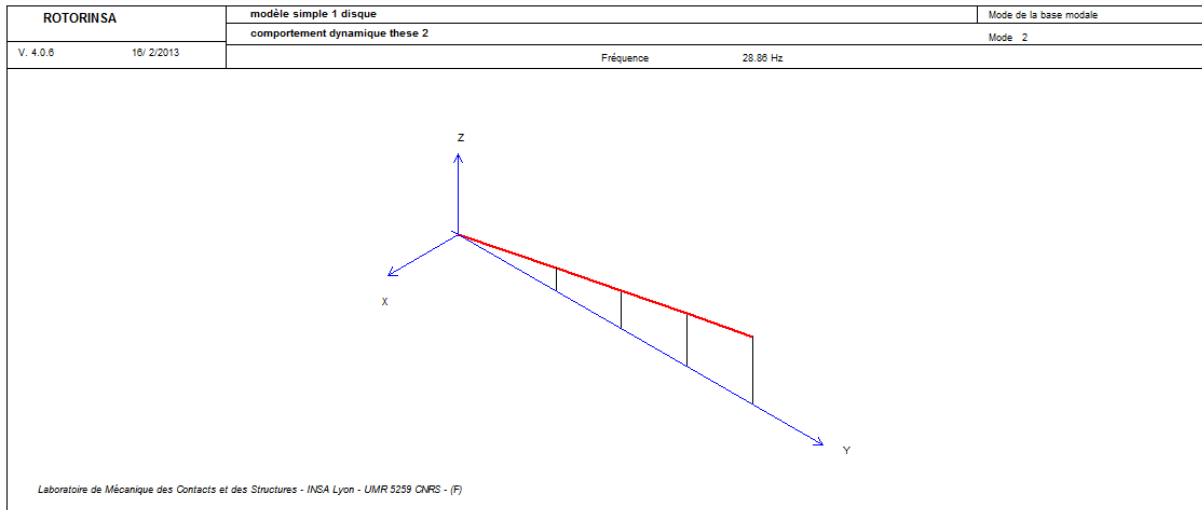


Figure 1.18 : Mode 1 précession inverse avec défauts dans les paliers.

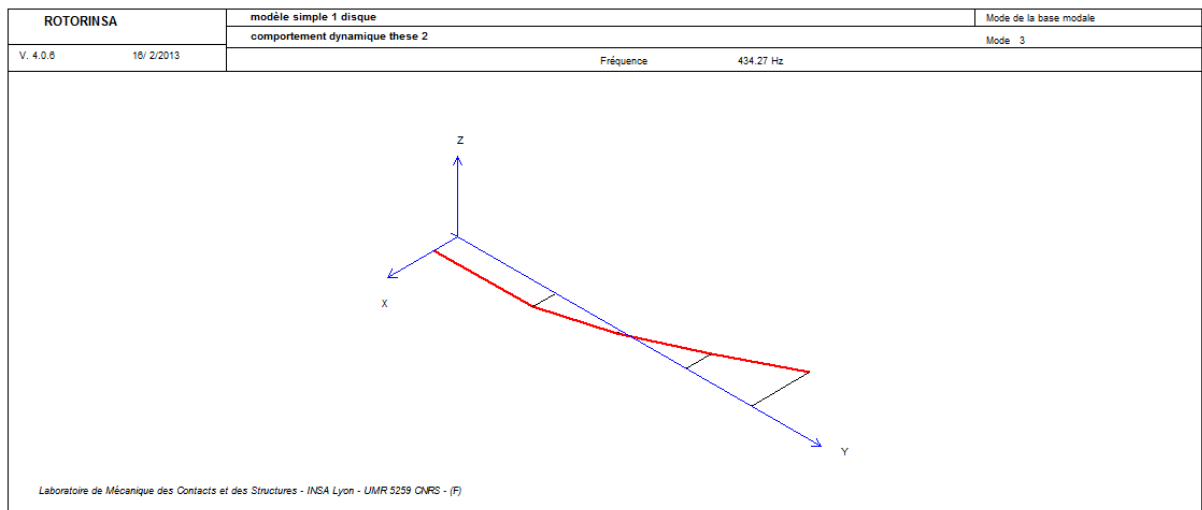


Figure 1.19: Mode 2 précession directe avec défauts dans les paliers.

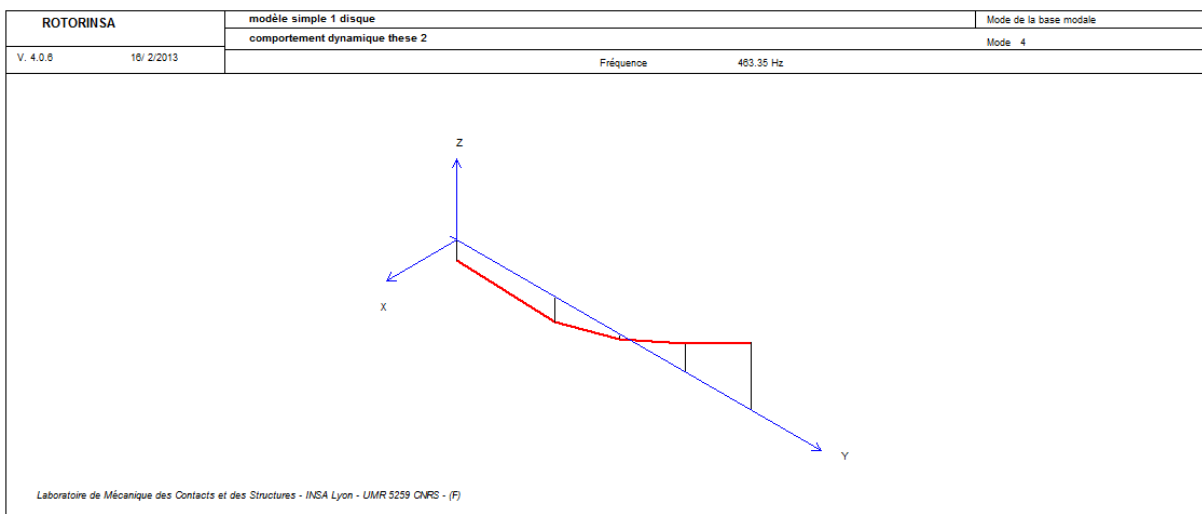


Figure 1.20 : Mode 2 précession inverse avec défauts dans les paliers.

Diagramme de Campbell :

Le diagramme de Campbell est présenté sur la figure 1.21. Sur ce diagramme on remarque que qu'il y à une instabilité du rotor pour le mode 1, et ceci est sur l'ensemble de la plage de fonctionnement et pour une fréquence de 27.25Hz.

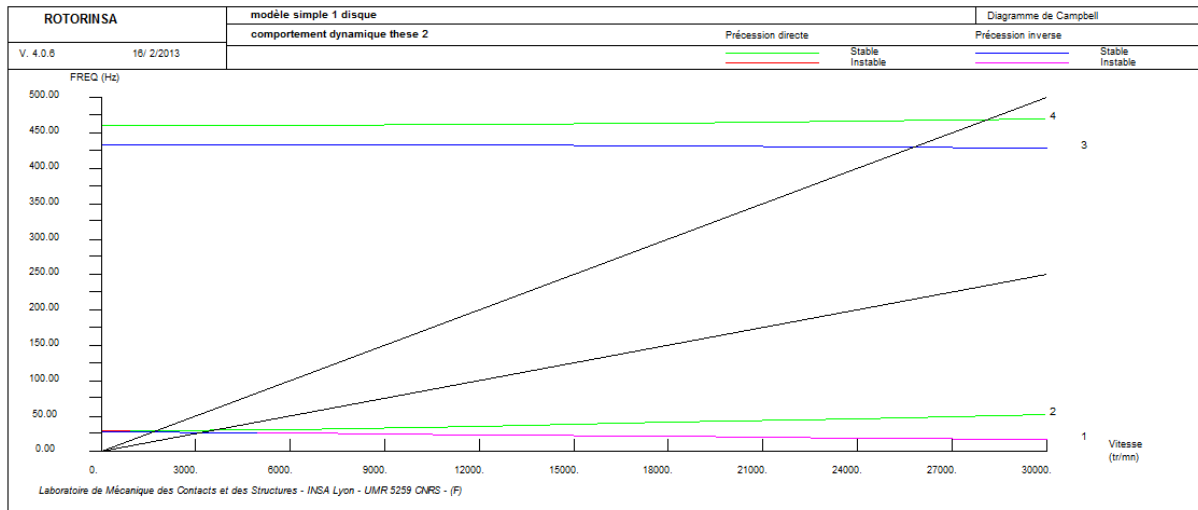


Figure 1.21 : Diagramme de Campbell présentant une instabilité.

Calcul de la réponse au Balourd :

La figure 1.22 représente la déformée sous une excitation de type balourd défini en (1-5-3).

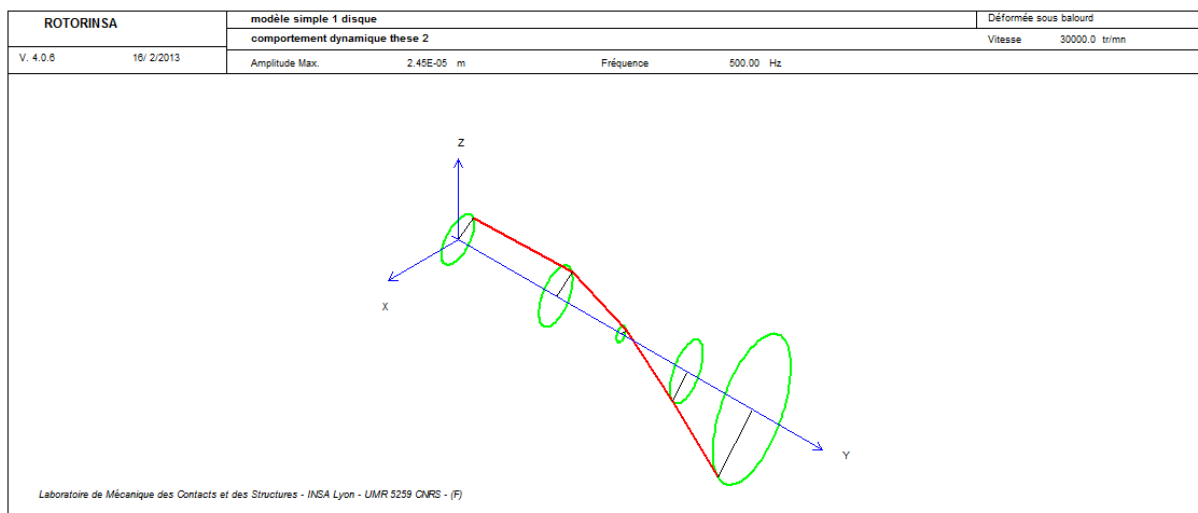


Figure 1.22 : Déformée sous balourd avec défauts dans les paliers.

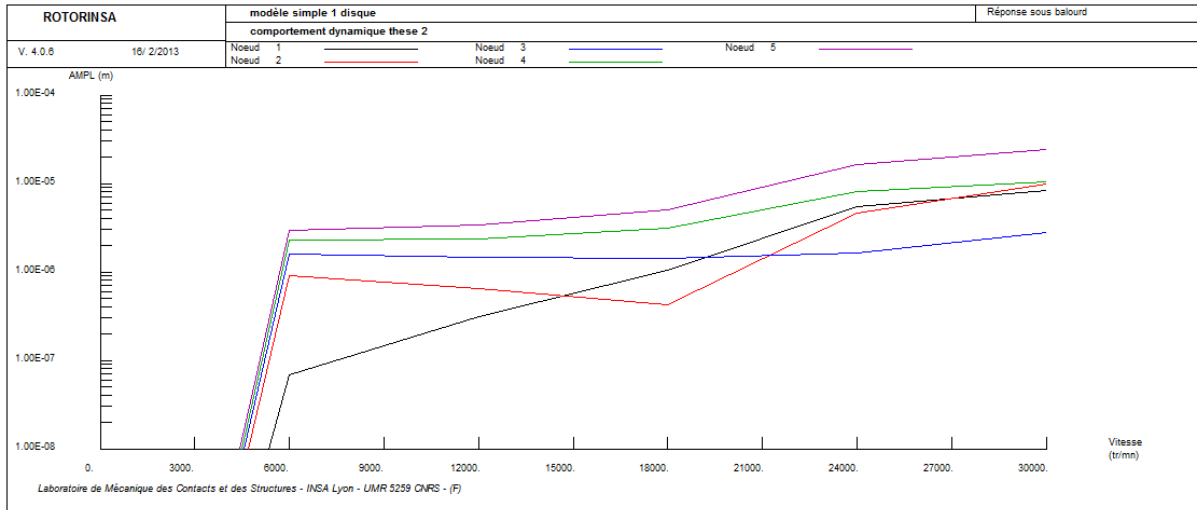


Figure 1.23 : Réponse au balourd avec défauts dans les paliers.

La réponse au balourd en régime permanent pour un rotor instable suite à un défaut de palier est montrée sur la figure 1.23. Sur cette figure et comme la figure 1.16 on remarque un changement dans l'allure de la réponse et la vitesse critique des nœuds 1, 3, 4, et 5 disparaît et les amplitudes de la réponse sont devenues plus basse que celle de la figure 1.16. Par contre au niveau du nœud 2 on remarque une vitesse critique autour de 18000 tr/min avec une faible amplitude par rapport à celle de la figure 1.16 Ce qui montre le changement dans le comportement dynamique du rotor instable sous la même excitation de type balourd.

5-5- Calcul dynamique pour deux longueur d'arbre différentes L et L' :

Dans ce paragraphe on va étudier le comportement dynamique de deux modèles de mêmes caractéristiques et excité d'un balourd identique. Mais avec un seul changement dans la longueur L qui deviendra L' = 0.6 m (figure 1.5).

Les résultats obtenus sont montrés dans les figures 1.24, 1.25, et 1.26.

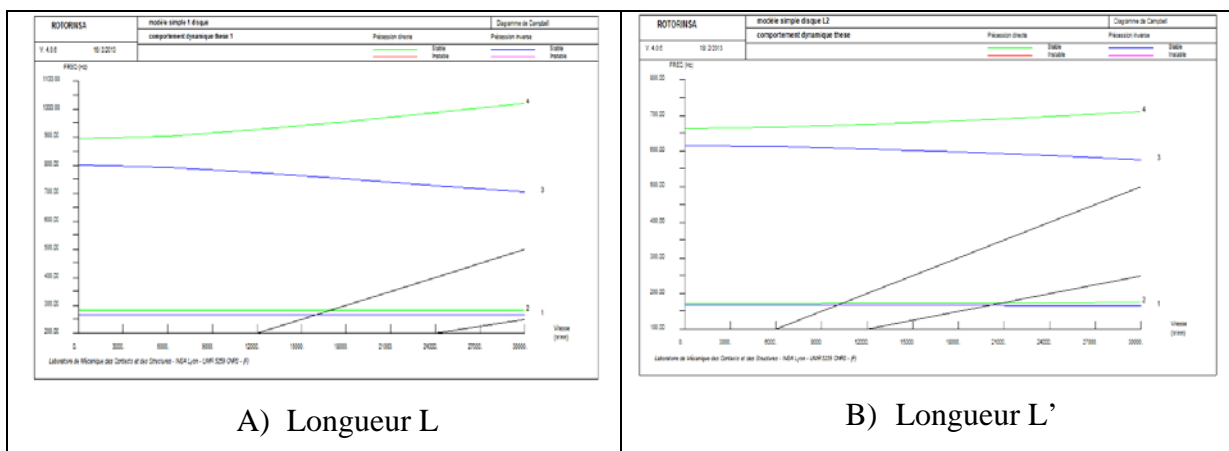


Figure 1.24 : Diagramme de Campbell pour deux longueur d'arbre L et L'.

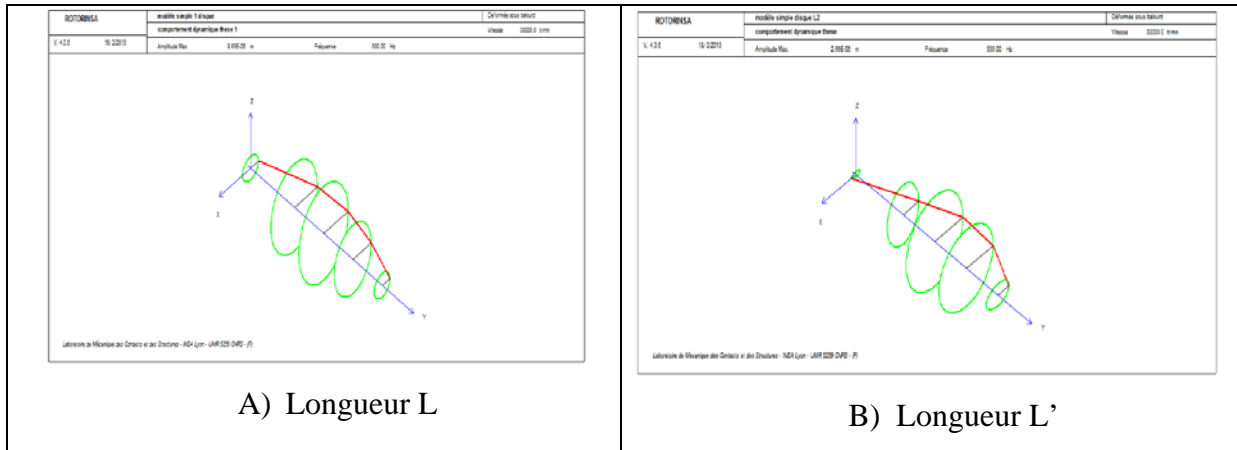


Figure 1.25 : Déformée sous même balourd pour deux longueur d'arbre L et L'.

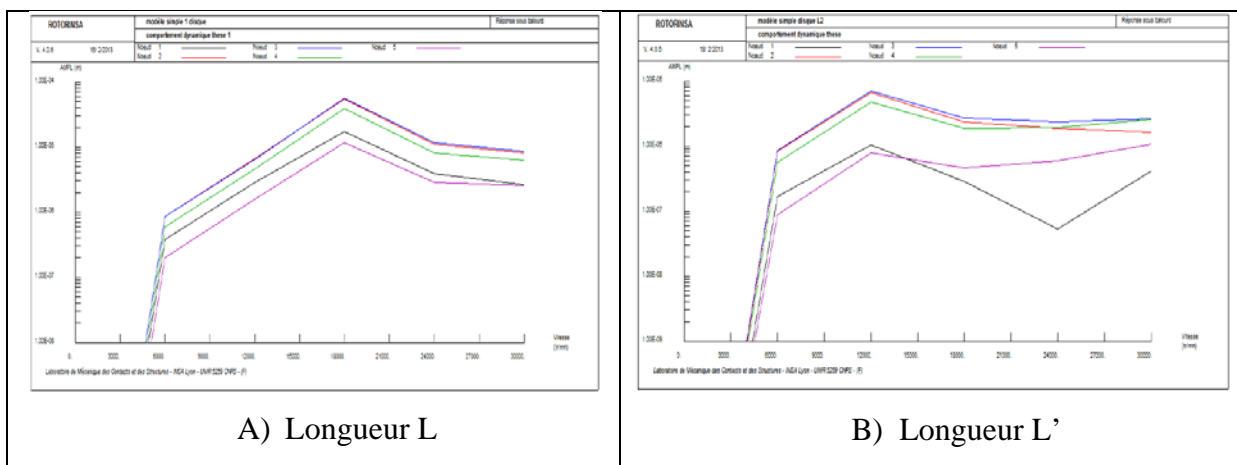


Figure 1.26 : Réponse au balourd pour deux longueur d'arbre L et L'.

L'analyse de ces figures montre que sur la figure 1.25 il y'a un changement dans la déformée sous balourd, ainsi que sur la figure 1.26 qui représente la réponse au balourd pour le même modèle mais avec un changement de longueur ($L' > L$). Sur la figure 1.26 et si on compare les figures A et B on observe une vitesse critique au tour de 13000tr/min au lieu de 18000 tr/min. en plus sur la figure 1.24 il y à diminution de la fréquence et du seuil d'instabilité. Donc on peut tirer comme conclusion que les fréquences ainsi que les seuils d'instabilité diminuent avec l'augmentation de la longueur de rotor.

5-6- Calcul dynamique pour deux matériaux différents :

Reprenant le même modèle mais pour deux matériaux différent, le premier est défini dans le paragraphe (5-2) et le deuxième est de l'aluminium avec un Module d'Young $E = 0.69 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$, une masse volumique de l'arbre $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$, et un coefficient de poisson $\nu = 0.33$. Les résultats obtenus sont montrés sur les figures 1.27, 1.28, et 1.29.

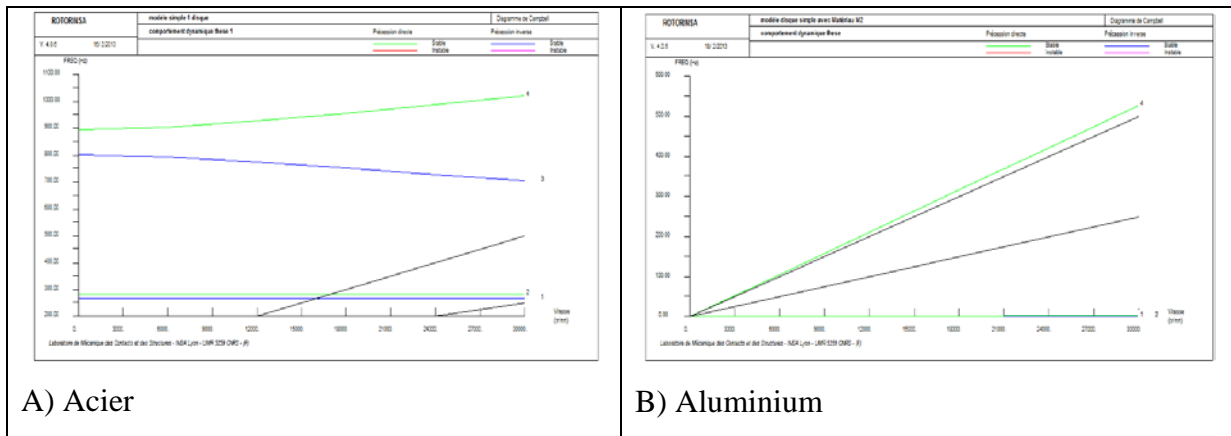


Figure 1.27 : Diagramme de Campbell pour même modèle avec deux matériaux différents.

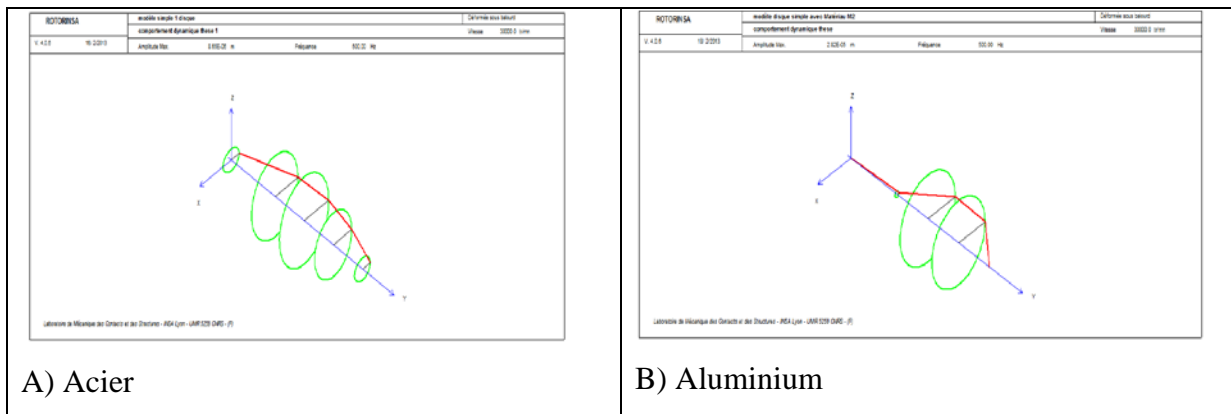


Figure 1.28 : Déformée sous balourd pour même modèle avec deux matériaux différents.

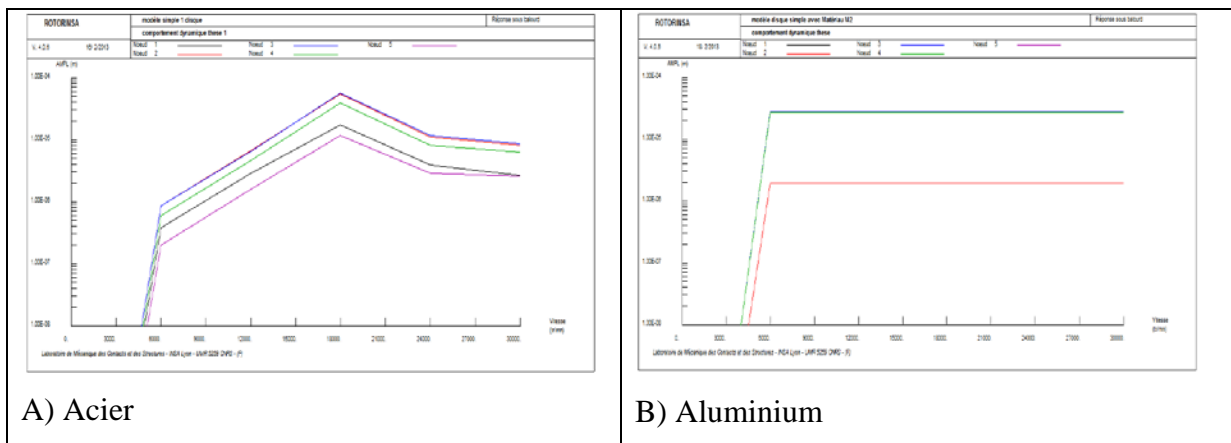


Figure 1.29 : Réponse au balourd pour même modèle avec deux matériaux différents.

A partir de la figure 1.27 on remarque une grande stabilité pour le modèle dont l'arbre est en aluminium, tandis que si on compare les résultats représentés sur la figure 1.28 on remarque que la déformée en B est plus petite qu'en A pour le même balourd.

Sur la figure 1.29 on remarque que les fréquences de réponse au balourd pour les cinq nœuds sont moins en aluminium qu'en acier, ainsi qu'il n'y a pas de vitesse critique sur la figure 1.29B.

Donc comme conclusion à cette expérience et à partir des figures représentées ci-dessus il est clair que les fréquences ainsi que les seuils d'instabilité diminuent quand l'amortissement interne lié au matériau augmente (l'amortissement de l'aluminium est plus grand que celui de l'acier).

6- Conclusion :

Les équations générales de la dynamique des rotors en flexion est développées dans ce chapitre. Cela à permis de mettre en place deux modèles pour prévoir le comportement dynamique des rotors, le modèle analytique développé par la méthode de Rayleigh-Ritz modélisé par des équations facile à résoudre à la main est très intéressant vu sa simplicité. Un modèle éléments finis à été également développé pour des applications réelles et c'est le cas avec le logiciel ROTORINSA qui se base sur un modèle éléments finis.

Ce dernier nous à permis d'étudier le comportement dynamique d'un rotor supporté par deux palier et il nous à permis également de voir la réponse à une excitation balourd dans le cas ou le rotor est stable et dans le contraire.

Dans le cas ou une instabilité apparait nous avons remarqué qu'un seul nœud passe par une vitesse critique et c'est celui qui représente la position du balourd et avec une amplitude plus faible que dans le cas ou le rotor est stable.

Les fréquences ainsi que les seuils d'instabilité varient en fonction de la longueur de rotor et l'amortissement interne lié au matériau.

LES RESEAUX BAYESIENS

CHAPITRE II : LES RESEAUX BAYESIENS

1- Introduction :

Aujourd'hui, lorsqu'une défaillance apparaît sur un équipement, les agents de maintenance vont sur site pour chercher des indications qui pourraient les aider à identifier les causes réelles de la défaillance. Plus précisément, ayant une idée du type de défaillance, ils cherchent la cause dans une famille de causes probables et arrivent par un processus d'élimination à trouver la plus vraisemblable. L'un des inconvénients de cette méthode est son coût, car trouver la cause réelle peut prendre beaucoup de temps. En plus de cela, la pertinence des conclusions est très liée au degré d'expertise de l'expert.

Le raisonnement probabiliste et inférentiel des experts nous conduit naturellement à l'utilisation des réseaux Bayésiens afin de pouvoir représenter leur connaissance et automatiser leur raisonnement. Plusieurs autres techniques de représentation pourraient être utilisées (Arbre de défaillance, logique floue, système expert, arbre de décision...), mais la préférence donnée aux réseaux Bayésiens tient plus particulièrement à leur polyvalence. En l'occurrence, on peut se servir du même modèle pour diagnostiquer (conséquences - causes) ou faire des analyses prédictives de risques (causes - conséquences).

L'intérêt des réseaux Bayésiens réside aussi dans leur capacité à tenir compte dans le même modèle de plusieurs types d'informations (informations subjectives d'experts et celles issues du traitement statistique de données).

Enfin, la représentation graphique des réseaux Bayésiens est intuitive et compréhensible par un non spécialiste. Cela explique leur utilisation de plus en plus grande dans le domaine médical et industriel où ils montrent des résultats encourageants. Dans ce chapitre, nous faisons d'abord une introduction aux réseaux Bayésiens. Pour plus de détail, nous pouvons nous référer à [5,6]. Par la suite, nous évoquons les extensions des réseaux bayésiens dites temporels.

2- Introduction aux réseaux bayésiens :

Il n'est pas rare que la connaissance exploitée lors d'un raisonnement en diagnostic soit incertaine. Par exemple, si nous savons que l'événement E fut vraie dans 70 % des situations connues, nous pouvons caractériser notre croyance dans la valeur de vérité de E par l'emploi de probabilités, c'est-à-dire $P(E) = 0,7$ (probabilité de 0,7 pour que l'événement E soit vraie).

Les réseaux bayésiens, parfois appelés réseaux de croyance ou réseaux causaux probabilistes, fournissent une méthode pour représenter les relations entre des événements ou des variables, même si ces relations comportent de l'incertitude ou de l'imprécision (dans le cas des réseaux de croyance). Ils peuvent être générés automatiquement à partir de données fournies par des experts ou par apprentissage [7]. Cette représentation par graphe, facilement compréhensible, permet une visualisation claire des relations impliquées. Ces réseaux utilisent des algorithmes qui calculent une approximation des probabilités conditionnelles qui fonctionnent assez bien en pratique. Ils ont une structure qui représente de manière succincte les distributions conjointes de probabilité des variables aléatoires. Ils contiennent des nœuds qui représentent des ensembles de variables aléatoires et des arcs dirigés entre ces nœuds qui représentent les influences entre ces nœuds. Chaque nœud est équipé d'une table de probabilités conditionnelles qui évalue les effets des parents du nœud.

2-1- définitions des réseaux bayésiens :

Précisément, les réseaux bayésiens sont des graphes causaux auxquels on associe des informations probabilistes [8]. Ainsi, ils permettent de représenter graphiquement des connaissances dans un domaine particulier (diagnostic et prédiction d'avaries en maintenance prédictive). Les nœuds du réseau représentent les concepts du domaine (paramètres précurseurs en techniques de maintenance préventive conditionnelle) et les liens orientés désignent des relations de causalité (défaut – paramètre précurseur). Chaque nœud peut prendre une valeur dans l'ensemble de ses valeurs d'instanciation. On impose aux graphes d'être sans cycle. À cette structure graphique (Figure 2.1), on associe des informations probabilistes de la manière suivante. À chaque nœud du graphe est associée une variable aléatoire. Les valeurs de cette variable sont celles du nœud auquel elle est associée. Les probabilités des valeurs des variables dépendent des valeurs des variables correspondant aux nœuds pères directs : il s'agit donc de probabilités conditionnelles. Lorsqu'un nœud n'a pas de père, les valeurs de la variable qu'il représente ont une distribution *a priori*.

Le fait d'indiquer un arc entre deux variables implique une dépendance directe entre ces deux variables : l'une est le parent et l'autre l'enfant. Il faut fournir le comportement de la variable enfant au vu du comportement de son ou ses (s'il y en a plusieurs) parents. Pour cela, chaque nœud du réseau possède une table de probabilités conditionnelles. Une table de probabilités conditionnelles associée à un nœud permet de quantifier l'effet du ou des nœuds parents sur ce nœud : elle décrit les probabilités associées aux nœuds enfants suivant les différentes valeurs

des nœuds parents. Pour les nœuds racines (sans parents), la table de probabilité n'est plus conditionnelle et fixe alors des probabilités a priori concernant les valeurs de la variable.

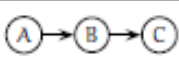

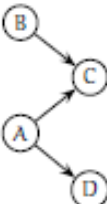
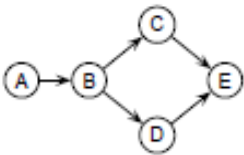
	Chaîne	$p(C A)?$
	Arbre	$p(C B)?$
	Polyarbre	$p(D B)?$
	Réseau avec boucles	$p(E A)?$

Figure 2.1: Les différentes structures des réseaux bayésiens [9].

Les réseaux bayésiens interdisent les dépendances enfant vers parents. Ainsi, l'ensemble de variables et des arcs vont former un graphe dirigé (les arcs possèdent un sens), et acyclique (pas de cycle dans le graphe).

De manière formelle, un réseau bayésien [9] est défini par :

- un graphe orienté sans circuit (DAG), $G = (V, E)$, où V est l'ensemble des nœuds de G , et E l'ensemble des arcs de G ;
- un espace probabilisé fini (Ω, Z, p) ;
- un ensemble de variables aléatoires associées aux nœuds du graphe et définies sur (Ω, Z, p) tel que :

$$p(V_1, V_2, \dots, V_n) = \prod_{i=1}^n p(V_i / C(V_i)) \quad 2.91$$

Où $C(V_i)$ est l'ensemble des causes (parents) de V_i dans le graphe G .

Une fois cette formalisation effectuée, le théorème de Bayes nous donne immédiatement les probabilités recherchées:

Le théorème de Bayes est plus qu'un théorème opératoire. Il est à la base de tout un pan de la statistique nommée, de manière assez compréhensible, la statistique bayésienne [10].

<p>Si $P(b)$ est positive alors</p> $P(a/b) = \frac{P(b/a).P(a)}{P(b)} \quad (\text{Bayes-1-}) \quad 2.92$ <p>Plus généralement,</p> $P(a/b,c) = \frac{P(b/a,c).P(a/c)}{P(b/c)} \quad (\text{Bayes-2-}) \quad 2.93$
--

Sans entrer dans trop de détails, ce théorème peut en effet s'interpréter comme suit : supposons que l'on s'intéresse à la variable A. Sans plus de renseignements (représenté dans Bayes-2- par C), on peut supposer qu'elle suit une loi de probabilité *a priori* $P(A)$ (respectivement $P(A/C)$).

Supposons maintenant que B soit observée égale à b. Alors le jugement $P(A)$ doit être révisé, et la loi *a posteriori* de A sachant $B = b$ est obtenue en multipliant $P(A)$ par le coefficient $P(B = b / A) / P(B = b)$, où B est fixée à b mais pas A. Cette fonction $P(b / A)$ de la variable A est appelée la vraisemblance de A. $P(B = b)$ est fixe et ne sert donc que de coefficient normalisateur. C'est pourquoi on écrit souvent le théorème de Bayes comme suit :

Loi a posteriori = loi a priori × vraisemblance

$$P(A / B, C) = P(A / C) \times P(B / A, C) \quad (\text{Bayes-3}) \quad 2.94$$

La statistique bayésienne est donc une approche qui tend à autoriser l'application de loi a priori sur des quantités inconnues, quitte à effectuer une mise à jour, principalement grâce à cette formule de Bayes, lorsque plus de renseignements auront été récoltés.

2-2- Inférence :

D'un point de vue intuitif, l'inférence dans un réseau de causalités consiste à propager une ou plusieurs informations certaines au sein de ce réseau, pour en déduire comment sont modifiées les croyances concernant les autres nœuds.

L'inférence permet de calculer les probabilités a posteriori de chacune des variables du réseau. Généralement, l'inférence est lancée dès qu'une information nouvelle concernant une ou plusieurs variables est disponible. Cet apport d'information est appelé évidence. Une évidence peut être dure (c'est sûr à 100%) ou bien douce (c'est sûr à 80%). Une fois l'information indiquée, celle-ci est propagée dans le réseau par le moteur d'inférence [11].

La mise à jour d'un graphe en utilisant la règle de Bayes est très coûteuse en temps de calcul. Pour limiter ce coût, il est possible d'exploiter les propriétés structurelles du graphe de causalité associé [12].

2-3- Apprentissage :

Les paragraphes précédents nous ont montré qu'un réseau bayésien est constitué à la fois d'un graphe (aspect qualitatif) et d'un ensemble de probabilités conditionnelles (aspect quantitatif). En outre, les propriétés du graphe de causalités permettaient de faciliter les calculs (l'inférence) à l'intérieur de ce graphe, et nous avons décrit les principales méthodes d'inférence.

La dernière question qui se pose, et elle est importante, est : « Où trouver ces probabilités ? » Il est en effet assez peu réaliste de penser qu'un expert pourra fournir de façon numérique l'ensemble des paramètres nécessaires à l'inférence dans un graphe. Même si certaines études ont montré que la sensibilité des conclusions aux paramètres était relativement faible (c'est-à-dire que l'on a surtout besoin d'ordres de grandeur plutôt que de probabilités réelles), il peut être intéressant dans certains cas de déterminer ces paramètres à partir d'une base d'exemples. Il s'agit donc d'*apprentissage*, en un sens assez voisin de celui qui est utilisé, par exemple, pour les réseaux de neurones, dans la mesure où l'on cherche à trouver le jeu de paramètres tel que, la structure du réseau étant connue, celui-ci prenne en compte de la meilleure façon possible la base d'exemples dont nous disposons.

Cette dernière étape franchie, nous disposerons alors d'un ensemble complet d'outils permettant de rendre opérationnelle et quantitative une connaissance empirique décrite sous la forme d'un graphe de causalités.

Supposons que nous disposions de deux modèles de causalité concurrents. Nous ne disposons, en revanche, que d'une seule base d'exemples, qui est celle de la réalité. Il est dès lors très intéressant de confronter ces deux modèles. La méthode est alors directement dérivée de ce qui précède. Pour chacun des deux modèles (chacun des graphes de causalités), nous allons rechercher les paramètres qui lui permettent d'être le plus proche possible des données.

Il est clair que, si l'un des modèles est incomplet (par exemple, s'il suppose que deux variables sont indépendantes alors qu'elles ne le sont pas) la distribution de probabilité qu'il va représenter sera plus pauvre que la réalité.

Donc, quels que soient les paramètres utilisés, cette distribution sera plus éloignée de la distribution empirique (constatée sur les données), que celle qui découlerait d'un modèle ne faisant pas l'hypothèse de l'indépendance de ces deux variables.

La méthode d'apprentissage peut être alors utilisée pour comparer deux modèles.

Enfin, en considérant que le nombre de modèles de causalités reliant un certain nombre de variables est fini, même s'il est grand, on peut finalement envisager de se passer d'expert. On peut alors construire un modèle uniquement à partir des données, en recherchant simplement parmi tous les modèles possibles celui qui représente le mieux la réalité.

Nous allons présenter maintenant les principes des méthodes utilisées dans ces deux types d'apprentissage :

- *Apprentissage de paramètres.* La structure d'un réseau (c'est-à-dire le graphe sous-jacent) étant donnée, rechercher le meilleur jeu de paramètres (c'est-à-dire, rappelons-le, les différentes probabilités conditionnelles utilisées dans le graphe) pour rendre compte des données observées ;
- *Apprentissage de structure.* Sans aucune hypothèse sur la structure du réseau, rechercher celle, qui, une fois munie des meilleurs paramètres, rende compte le mieux possible des données observées.

Un apprentissage incrémental : Le principe général de l'apprentissage dans les réseaux bayésiens est décrit par la formule générale :

$$A \text{ Posteriori} = \text{Vraisemblance} \times A \text{ Priori}$$

Cette formule, que nous avons établie dans la partie théorique, conditionne la modification de la connaissance contenue dans le réseau par l'acquisition de nouveaux exemples. Elle

s'interprète en disant que la connaissance contenue *a priori*, ou à un instant quelconque, dans le réseau, est transformée *a posteriori* en fonction de la vraisemblance de l'observation des exemples étudiés selon la connaissance initiale. Autrement dit, plus les exemples observés s'écartent de la connaissance contenue dans le réseau, plus il faut modifier celle-ci.

3- Les relations entre nœuds :

On peut classer les principales informations recueillies concernant les variables qui constituent les nœuds du graphe en trois catégories [13].

- les variables sommets : variables représentées par des nœuds sans aucun parent ;
- les variables intermédiaires : avec au moins un nœud parent et un nœud fils ;
- les variables terminales : sans aucun nœud fils.

3-1- Les différents types de nœuds :

Un réseau bayésien permet de modéliser plusieurs types de nœuds. Dans le cadre de la prédiction et du diagnostic, nous sommes principalement en présence de deux types de nœuds: un nœud représentant une variable discrète que l'on nomme nœud discret et un nœud représentant une variable continue que l'on nomme nœud continu.

En effet, une variable binaire (par exemple Vrai-Faux) peut se représenter grâce à un nœud discret (donc multinomial) de dimension 2.

Pour les nœuds continus, il est logiquement possible de pouvoir représenter n'importe quelles fonctions de densité de probabilité d'une variable continue. Mais, à l'heure actuelle, les moteurs d'inférence ne savent traiter qu'une seule fonction de densité de probabilité : celle de la loi normale multivariée de dimension p .

Nous allons maintenant aborder les différentes relations entre les nœuds. Il faut tout d'abord énoncer une règle fondamentale : on ne peut pas dresser un arc partant d'un nœud continu vers un nœud discret. En effet, bien qu'il n'y ait pas de contradictions mathématiques à ce type d'arc, il n'existe pas, à l'heure actuelle, de solution simple permettant de les manipuler, que ce soit en apprentissage ou en inférence. Il nous reste tout de même trois types de relation à étudier : un arc partant d'un nœud discret vers un autre nœud discret, un arc partant d'un nœud discret vers un nœud continu et enfin un arc partant d'un nœud continu vers un autre nœud continu (voir Figure 2.2).

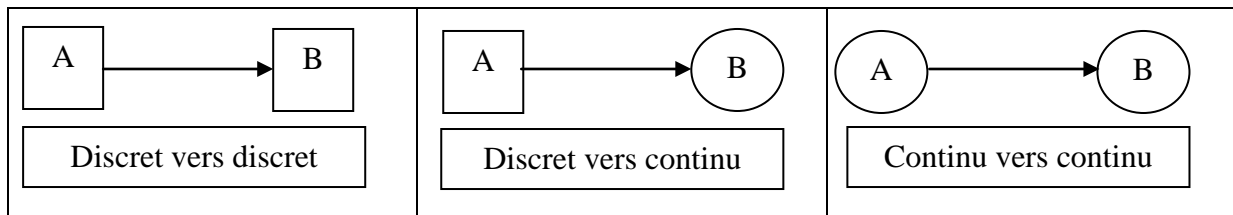


Figure 2.2 : Les trois types de relation entre variables

3-2- Arc entre deux variables discrètes :

Prenons le cas de deux variables discrètes multinomiales A et B de dimension respective a et b (avec $a_1; a_2; \dots; a_a$ les différentes modalités de A , et $b_1; b_2; \dots; b_b$ les différentes modalités de B). En dressant un arc partant de A vers B , on doit alors compléter la table de probabilités conditionnelles de B (table.1).

		B			
A		B_1	B_2	...	b_b
a_1		$P(b_1/a_1)$	$P(b_2/a_1)$...	$P(b_b/a_1)$
a_2		$P(b_1/a_2)$	$P(b_2/a_2)$...	$P(b_b/a_2)$
\vdots		\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
a_a		$P(b_1/a_a)$	$P(b_2/a_a)$...	$P(b_b/a_a)$

Tableau 2.1 : Table de probabilités conditionnelles nœud discret avec parent discret

On voit que l'utilité de la table de probabilités conditionnelles est de répertorier toutes les informations nécessaires à l'inférence dans un réseau. On s'aperçoit également que la taille de cette table est de $a \times b$. Donc, pour des variables avec beaucoup de modalités, elle peut devenir très importante. On voit que le remplissage de cette table peut devenir problématique. En effet, la taille d'une table de probabilités d'un nœud discret X de taille x , ayant p parents

(discrets) Y_1, Y_2, \dots, Y_p de tailles respectives y_1, y_2, \dots, y_p , est de : $x \prod_{i=1}^p y_i$

3-3- Arc entre une variable discrète et une variable continue :

Prenons le cas de deux variables où A est une variable discrète multinomiale de dimension a , et où B est une variable continue de paramètres μ_B et Σ_B . En dressant un arc partant de A vers B , on doit alors compléter la table de probabilités conditionnelles de B comme indiqué dans la (table.2).

A	B
a_1	$P(B/a_1) = N(\mu_{a1}, \Sigma_{a1})$
a_2	$P(B/a_2) = N(\mu_{a2}, \Sigma_{a2})$
\vdots	\dots
A_a	$P(B/a_a) = N(\mu_{aa}, \Sigma_{aa})$

Tableau 2.2 : Table de probabilités conditionnelles nœud continu avec parent discret

La table de probabilités conditionnelles de B se compose de lois conditionnées aux modalités de A . En effet, la table de probabilité d'un nœud continu X , ayant p parents (discrets)

Y_1, Y_2, \dots, Y_p de tailles respectives y_1, y_2, \dots, y_p , est de : $\prod_{i=1}^p y_i$ lois continues.

3-4- Arc entre 2 variables continues :

Prenons le cas de deux variables continues A et B de paramètres respectifs μ_A, Σ_A et μ_B, Σ_B . En dressant un arc partant de A vers B , on effectue alors une régression et l'on peut écrire la loi régissant B pour une valeur a de A comme étant une loi gaussienne de paramètres $(\mu_B + \beta \times a ; \Sigma_B)$, où β représente le coefficient de régression.

4- Mise en œuvre des réseaux bayésiens [9]:

4-1- Utilité des réseaux bayésiens :

Selon le type d'application, l'utilisation pratique d'un réseau bayésien peut être envisagée au même titre que celle d'autres modèles : réseau de neurones, système expert, arbre de décision, modèle d'analyse de données (régression linéaire), arbre de défaillances, modèle logique. Naturellement, le choix de la méthode fait intervenir différents critères, comme la facilité, le coût et le délai de mise en œuvre d'une solution. En dehors de toute considération théorique, les aspects suivants des réseaux bayésiens les rendent, dans de nombreux cas, préférables à d'autres modèles :

- **Acquisition des connaissances.** La possibilité de rassembler et de fusionner des connaissances de diverses natures dans un même modèle : retour d'expérience (données historiques ou empiriques), expertise (exprimée sous forme de règles logiques, d'équations, de statistiques ou de probabilités subjectives), observations. Dans le monde industriel, par exemple, chacune de ces sources d'information, quoique présente, est souvent insuffisante individuellement pour fournir une représentation précise et réaliste du système analysé ;
- **Représentation des connaissances.** La représentation graphique d'un réseau bayésien est explicite, intuitive et compréhensible par un non spécialiste, ce qui facilite à la fois la validation du modèle, ses évolutions éventuelles et surtout son utilisation. Typiquement, un décideur est beaucoup plus enclin à s'appuyer sur un modèle dont il comprend le fonctionnement ;
- **Utilisation des connaissances.** Un réseau bayésien est polyvalent : on peut se servir du même modèle pour évaluer, prévoir, diagnostiquer, ou optimiser des décisions, ce qui contribue à rentabiliser l'effort de construction du réseau bayésien ;
- **Qualité de l'offre en matière de logiciels.** Il existe aujourd'hui de nombreux logiciels pour saisir et traiter des réseaux bayésiens. Ces outils présentent des fonctionnalités plus ou moins évoluées : apprentissage des probabilités, apprentissage de la structure du réseau bayésien, possibilité d'intégrer des variables continues, des variables d'utilité et de décision.

4-2- Domaines d'intérêt des réseaux bayésiens :

Un réseau bayésien est un moyen de représenter la connaissance d'un système. Une telle représentation n'est bien entendu pas une fin en soi ; elle s'effectue, selon les contextes, dans le but de :

- prévoir le comportement du système ;
- diagnostiquer les causes d'un phénomène observé dans le système ;
- contrôler le comportement du système ;
- simuler le comportement du système ;
- analyser des données relatives au système ;
- prendre des décisions concernant le système.

Ces différents types d'applications reposent en général sur deux types de modèles : les modèles symboliques pour le diagnostic, la planification, et les modèles numériques pour la classification, la prévision, le contrôle. Les réseaux bayésiens autorisent les deux types de représentation et d'utilisation des connaissances. Leur champ d'application est donc vaste, d'autant que le terme système s'entend ici dans son sens le plus large. Il peut s'agir, pour donner quelques exemples, du contenu du chariot d'un client de supermarché, d'un navire de la Marine, du patient d'une consultation médicale, du moteur d'une automobile, d'un réseau électrique ou de l'utilisateur d'un logiciel. Ajoutons que la communauté de chercheurs qui développent la théorie et les applications des réseaux bayésiens rassemble plusieurs disciplines scientifiques : l'intelligence artificielle, les probabilités et statistiques, la théorie de la décision, l'informatique et aussi les sciences cognitives. Ce facteur contribue à la diffusion et donc à la multiplicité des applications des réseaux bayésiens.

4-3- Démarche pour l'exploitation des réseaux bayésiens :

La construction d'un réseau bayésien s'effectue en trois étapes essentielles :

Identification des variables et de leurs espaces d'états : La première étape de construction du réseau bayésien est la seule pour laquelle l'intervention humaine est absolument indispensable. Il s'agit de déterminer l'ensemble des variables X_i , catégorielles ou numériques, qui caractérisent le système. Comme dans tout travail de modélisation, un compromis entre la précision de la représentation et la maniabilité du modèle doit être trouvé, au moyen d'une discussion entre les experts et le modélisateur.

Lorsque les variables sont identifiées, il est ensuite nécessaire de préciser l'espace d'états de chaque variable X_i , c'est-à-dire l'ensemble de ses valeurs possibles.

Définition de la structure du réseau bayésien : La deuxième étape consiste à identifier les liens entre variables, c'est à-dire à répondre à la question : pour quels couples (i, j) la variable X_i influence-t-elle la variable X_j ?

Dans la plupart des applications, cette étape s'effectue par l'interrogation d'experts. Dans ce cas, des itérations sont souvent nécessaires pour aboutir à une description consensuelle des interactions entre les variables X_i . L'expérience montre cependant que la représentation graphique du réseau bayésien est dans cette étape un support de dialogue extrêmement précieux.

Loi de probabilité conjointe des variables : La dernière étape de construction du réseau bayésien consiste à renseigner les tables de probabilités associées aux différentes variables.

Dans un premier temps, la connaissance des experts concernant les lois de probabilité des variables est intégrée au modèle. Concrètement, deux cas se présentent selon la position d'une variable X_i dans le réseau bayésien :

- La variable X_i n'a pas de variable parente : les experts doivent préciser la loi de probabilité marginale de X_i ;
- La variable X_i possède des variables parentes : les experts doivent exprimer la dépendance de X_i en fonction des variables parentes, soit au moyen de probabilités conditionnelles, soit par une équation déterministe (que le logiciel convertira ensuite en probabilités).

Le recueil de lois de probabilités auprès d'experts est une étape délicate du processus de construction du réseau bayésien. Typiquement, les experts se montrent réticents à chiffrer la plausibilité d'un événement qu'ils n'ont jamais observé.

Chacune des trois étapes peut impliquer un recueil d'expertise, au moyen de questionnaires écrits, d'entretiens individuels ou encore de séances de brainstorming. Cependant, une discussion approfondie avec les experts, aboutissant parfois à une reformulation plus précise des variables, permet dans de nombreux cas l'obtention d'appréciations qualitatives. Ainsi, lorsqu'un événement est clairement défini, les experts sont généralement mieux à même d'exprimer si celui-ci est probable, peu probable, hautement improbable. L'outil le plus connu et le plus facile à mettre en œuvre est l'échelle de probabilité présentée (Figure 2.3) ci-après. Cette échelle permet aux experts d'utiliser des informations à la fois textuelles et numériques pour assigner un degré de réalisation à telle ou telle affirmation, puis éventuellement de comparer les probabilités des événements pour les modifier.

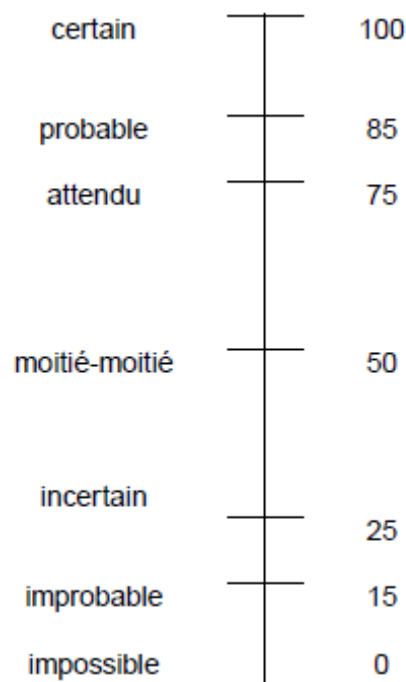


Figure 2.3 : Échelle de probabilité

5- Extensions des réseaux bayésiens :

5-1- Les réseaux bayésiens dynamiques (problèmes temporels):

Les réseaux bayésiens dynamiques sont des réseaux bayésiens intégrant la notion de temps. C'est à dire qu'une variable peut influencer sa propre valeur à l'instant suivant (voir Figure 2.4).

Si on considère un ensemble de variables $V(t) = \{V_1(t); V_2(t); \dots ; V_n(t)\}$ évoluant dans le temps, un réseau bayésien dynamique représente la distribution de probabilité jointe de ces variables pour un intervalle borné $[0; T]$. En général, cette distribution peut être codée par un réseau bayésien statique avec $T \times n$ variables. Si le processus est stationnaire, les hypothèses d'indépendance et les probabilités conditionnelles associées sont identiques pour tous les temps t . Dans ce cas, le réseau bayésien dynamique peut être représenté par un réseau bayésien dont la structure est dupliquée pour chaque pas de temps. Un nœud représente donc une variable aléatoire dont la valeur indique l'état occupé à l'instant t .

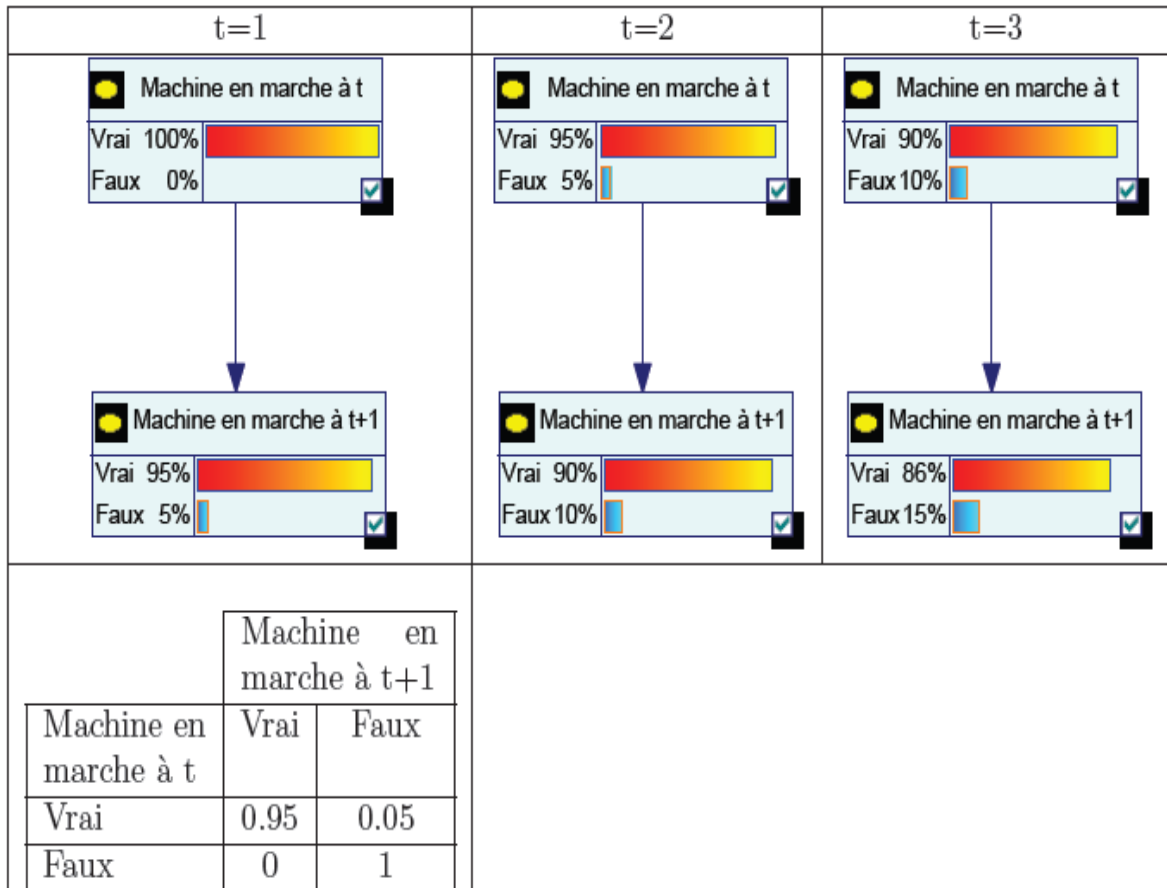


Figure 2.4 : Exemple de réseau bayésien dynamique [11].

5-2- Réseaux Bayésiens Orientés Objet :

Un inconvénient des réseaux bayésiens est le fait qu'ils soient spécifiques. En effet, un réseau bayésien développé pour une application est difficilement transposable vers une autre application. Les réseaux bayésiens orientés objet sont de puissants outils de modélisation de la connaissance pour de larges systèmes [14].

Ils permettent la réutilisation de certains éléments du réseau, de même qu'une meilleure visualisation graphique de celui-ci. Les réseaux bayésiens orientés objet permettent de simplifier la représentation graphique d'un réseau bayésien dans le sens où certaines parties du réseau bayésien sont regroupées en un seul objet nommé instance. Une instance contient une partie d'un réseau bayésien, avec des nœuds d'interface : nœuds d'entrée et de sortie. Une instance doit communiquer avec les autres nœuds du réseau bayésien ou bien avec d'autres instances du réseau. Les nœuds d'entrée sont représentés en pointillé, alors que les nœuds de sortie sont représentés en gras. Les autres nœuds de l'instance n'appartiennent qu'à celle-ci et

sont donc représentés classiquement lorsque l'on étudie l'instance. Cependant, les nœuds classiques de l'instance sont cachés lorsque l'on représente le réseau bayésien général. Un exemple d'instance, reproduit en [11], est donné sur la Figure 2.5.

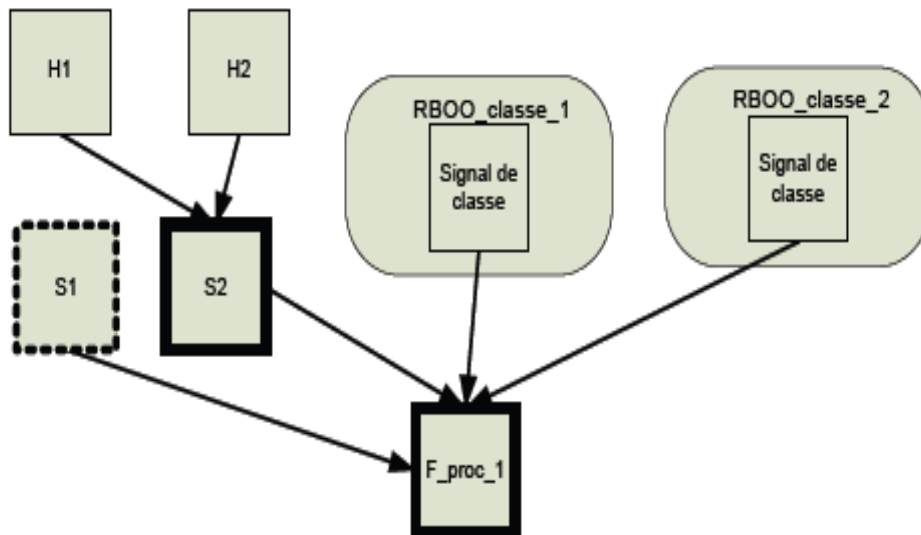


Figure 2.5 : Exemple d'une instance [11]

Sur la figure 2.5, on s'aperçoit que cette instance est composée elle-même d'autres instances. On remarque également les nœuds classiques, les nœuds de sortie en gras, ainsi que le nœud d'entrée en pointillé.

5-3- Diagramme d'influence (théorie de la décision) :

Les réseaux bayésiens constituent des outils efficaces pour effectuer des tâches d'aide à la décision dans le sens où ils permettent d'évaluer différentes probabilités en fonction de l'état connu du système. Cependant, ils ne permettent pas de modéliser naturellement un système sur lequel l'opérateur peut agir. Il est alors possible d'étendre leur formalisme en introduisant de nouveaux types de nœuds : les nœuds utilité et les nœuds décision.

En effet, les décideurs souhaitent souvent associer une valeur d'utilité à chaque décision possible. Cette utilité représente la qualité ou encore le coût lié à ces décisions. Ces modèles, appelés les diagrammes d'influence, sont à présent plutôt vus comme des extensions des réseaux bayésiens [15].

Définition [16]: Un diagramme d'influence est constitué d'un graphe orienté sans circuit contenant des nœuds probabilistes, des nœuds d'utilité et des nœuds de décision vérifiant les conditions structurelles suivantes :

- il existe un chemin passant par tous les nœuds décision ;
- les nœuds utilité n'ont pas d'enfants.

Nous demanderons de plus les conditions paramétriques suivantes :

- les nœuds décision et les nœuds probabilistes ont un nombre fini d'états mutuellement exclusifs ;
- les nœuds d'utilité n'ont pas d'état, il leur est attaché une fonction réelle définie sur l'ensemble des configurations de leurs parents.

Habituellement, pour différencier les différents types de nœuds, les nœuds probabilistes sont représentés par des cercles, les nœuds décision par des carrés et les nœuds utilité par des losanges comme sur l'exemple de la Figure 2.6 tiré de [16].

Un diagramme d'influence est très intéressant car il permet d'étudier les différentes réactions d'un système modélisé par réseaux bayésiens en fonction des actions prises sur le système. Ainsi, grâce à l'utilité, il est possible de comparer les performances de telle ou telle action sur le système. De plus, il est possible d'optimiser les différentes décisions à prendre sur le système : quelle décision choisir, et à quel instant.

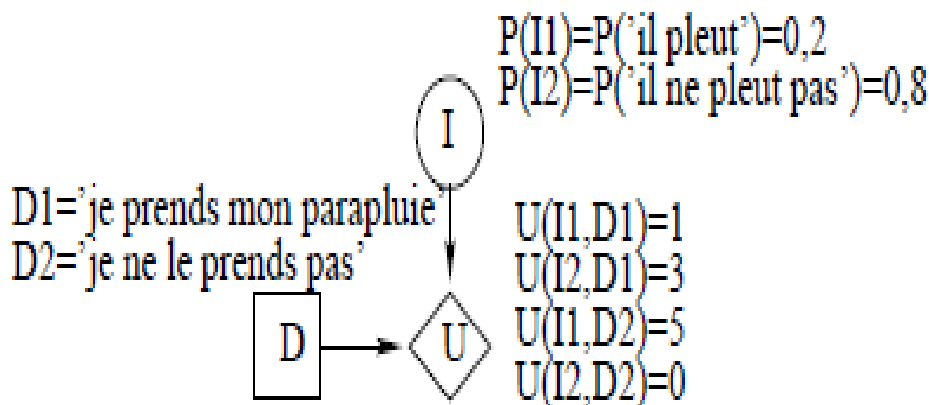


Figure 2.6 : Dans cet exemple de diagramme d'influence, l'objectif est de minimiser l'espérance d'utilité U en prenant la bonne décision D en fonction de l'état du nœud aléatoire I [16].

6- Conclusion :

Ce chapitre nous a permis d'introduire plus précisément les réseaux bayésiens. Nous avons vu les réseaux bayésiens, parfois appelés réseaux de croyance ou réseaux causaux probabilistes, fournissent une méthode pour représenter les relations entre des propositions ou des variables, même si ces relations comportent de l'incertitude ou de l'imprécision. Ils peuvent être générés automatiquement à partir de données fournies par des experts ou par apprentissage. Cette représentation par graphe, facilement compréhensible, permet une visualisation claire des relations impliquées. Ces réseaux utilisent des algorithmes qui calculent une approximation des probabilités conditionnelles qui fonctionnent assez bien en pratique. Ils ont une structure qui représente de manière succincte les distributions conjointes de probabilité des variables aléatoires. Ils contiennent des nœuds qui représentent des ensembles de variables aléatoires et des arcs dirigés entre ces nœuds qui représentent les influences entre ces nœuds. Chaque nœud est équipé d'une table de probabilités conditionnelles qui évalue les effets des parents du nœud.

En maintenance préventive, les réseaux bayésien peuvent apporter un plus (par la prévision de nombre d'unité qui tombent en panne par exemple [17]) dans un cadre de maintenance systématique. Les réseaux bayésien peuvent intervenir également pour la détermination des actions de maintenance [18] surtout dans un cadre de management de maintenance.

Les réseaux bayésiens ne sont qu'une technique parmi d'autres pour raisonner avec l'incertitude surtout dans un cadre de prise de décision (pour une étude approfondie voir [19] et [20]). Elle permet de modéliser un système (les composants potentiellement défaillant, les réparations possibles, les symptômes) pour ensuite déployer une connaissance et guider les opérateurs au moindre coût vers la réparation.

Les machines tournantes autant que système, les symptômes issus des techniques de maintenance préventive conditionnelle font l'objet du chapitre suivant.

MAINTENANCE DES MACHINES TOURNANTES

CHAPITRE III : MAINTENANCE DES MACHINES TOURNANTES

1- Introduction :

Les machines tournantes prennent une place importante dans les domaines industriels (pétrole, pétrochimie, ...), et public (santé, transport, ...). Les progrès réalisés dans leur conception et leur fabrication ont donné jour à des machines de plus en plus performantes, les inévitables défauts d'usinage et de montage provoquent alors des problèmes vibratoires importants. Les industriels constructeurs et exploitants cherchent à les éliminer pour augmenter la durée de vie des machines, pour optimiser leur rendement, et pour assurer leur régularité de fonctionnement. Ainsi les responsables et agents de maintenance assument une grande responsabilité pour assurer une disponibilité optimale de ces machines tournantes.

En outre toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes.

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse des vibrations, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de production.

Un des problèmes vibratoires les plus importants est dû aux balourds qui provoquent des vibrations. Un balourd correspond à un déséquilibre du rotor du fait de la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie avec l'axe de rotation.

Dans ce chapitre, nous commençons par donner en premier lieu une présentation des machines tournantes, et en second lieu nous présentons en particulier les turbomachines. Avant de présenter l'intérêt de la documentation et le dossier machine dans le cadre de la maintenance prévisionnelle et la prédiction des défauts, nous décrivons les principes de surveillance des machines tournantes par analyse vibratoire

2- Description des machines tournantes :

2-1- Définition :

Les machines tournantes sont des systèmes où s'accomplissent d'importants échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique. Un système tournant est constitué d'un rotor, une structure, et des liaisons de différentes natures (Figure 3.1).

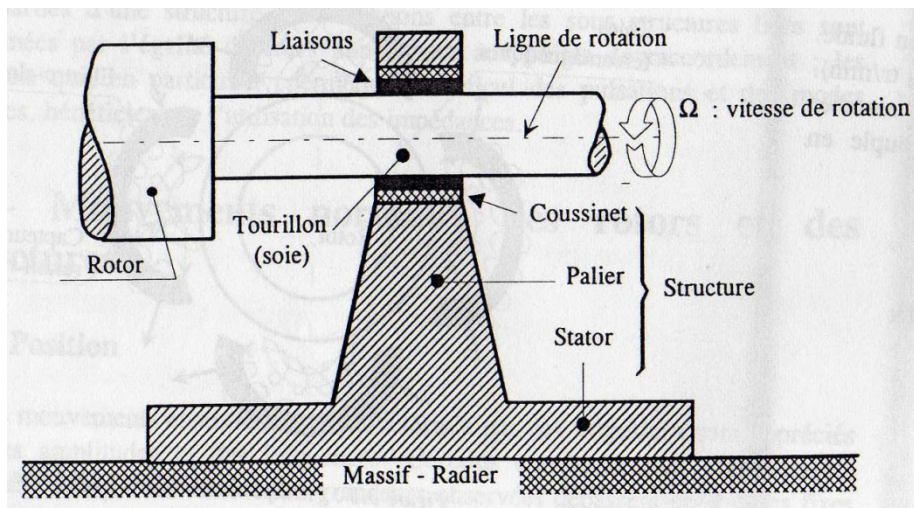


Figure 3.1 : Eléments constitutifs d'une machine tournante [21]

2-2- Le rotor :

Un rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les parties actives (roues, bobinages, engrenages,...). Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation. Il est fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), et il réalise la manipulation de fluide, de solides, parcours dans un champ électromagnétique (cas des machines électriques).

Le rotor est maintenu dans le stator par des liaisons tournantes (des paliers radiaux et une butée axiale); les tourillons sont les parties de l'arbre en regard des paliers. Il y a deux configuration principale pour les rotors : des rotors entre paliers (avec la partie active située entre les tourillons), et des rotors en porte-à-faux (disques à l'extérieur des tourillons). Bien sûr, il existe d'autres configurations (rotors composites, en plusieurs tronçons, concentriques, sur un nombre plus élevé de paliers).

2-3- La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants (voir Figure 3.1) :

- Les coussinets de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements ;
- Les paliers qui relient les coussinets (bagues) au stator ;
- Le stator ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : ailettes pour les turbomachines ;
- Le massif des systèmes embarqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celle des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radiers. Un interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'environnement ;
- Le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et les sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol.

2-4- Les liaisons :

Le guidage en rotation des arbres est assuré par des liaisons fluides (Butées et paliers hydrodynamiques et aérodynamiques), des liaisons à roulements, et des liaisons magnétiques.

2-4-1- Butées et paliers hydrodynamiques :

Dans ce type des paliers, l'arbre prend appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant. Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les paliers porteurs pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée ou butées pour lesquels la charge est axiale. Dans les paliers fluides et plus particulièrement des paliers et des butées hydrodynamiques dans lesquels un film mince de fluide sépare les surfaces en mouvement relatif (Figure 3.2).

Le comportement, la durée de vie et la tenue des paliers hydrodynamiques dépendent de nombreux paramètres, parmi lesquels les paramètres géométriques (dimensions et formes du palier), cinématiques et dynamiques (vitesse de rotation et charge appliquée), les caractéristiques du lubrifiant (essentiellement sa viscosité et dans certains cas sa masse volumique) et la nature des matériaux formant le palier.

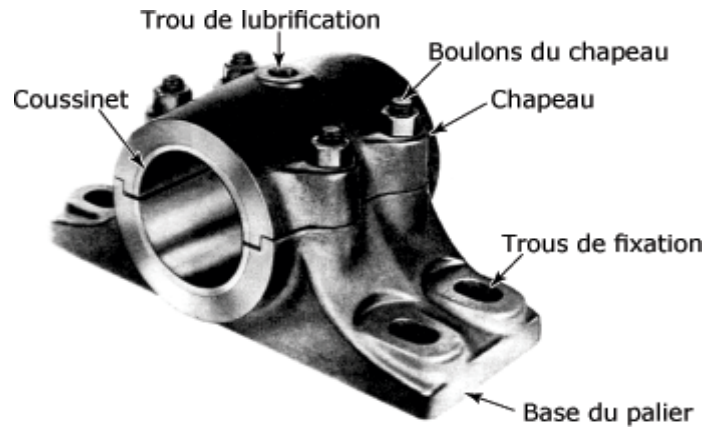


Figure 3.2 : Eléments d'un palier lisse

Ainsi la détermination des paliers hydrodynamiques ne dépend pas seulement de la théorie de la lubrification mais aussi d'un ensemble de conditions liées à l'environnement des mécanismes [22]. Il est cependant possible de présenter succinctement leurs principales caractéristiques de fonctionnement. Tout d'abord, l'épaisseur minimale du film lubrifiant doit toujours être nettement supérieure à la somme des hauteurs des rugosités des surfaces, sinon l'usure rapide du coussinet sera due soit à l'abrasion, soit plus rapidement encore au grippage des surfaces. Cette épaisseur minimale dépend bien sûr de l'aspect dynamique du système et en particulier des vibrations de l'arbre en rotation. Le palier hydrodynamique pouvant être lui-même source de vibrations, les aspects dynamiques devront être examinés en détail. Ils sont analysés de façon très différente selon qu'il s'agit des paliers de ligne d'arbre (charges relativement constantes), ou des paliers de moteurs ou de compresseurs alternatifs (charges de module et direction variant beaucoup avec le temps).

Par ailleurs, sous l'effet de ces charges dynamiques, des phénomènes de cavitation dans le film lubrifiant du palier peuvent conduire à la destruction du coussinet par fatigue. Enfin, la puissance dissipée par cisaillement dans le fluide lubrifiant du palier entraîne une élévation de la température du mécanisme. Cette augmentation de température peut être responsable de la fusion ou du fluage du régule, matériau mou à bas point de fusion, qui recouvre généralement la surface du coussinet. La température maximale du palier peut être évaluée de façon approchée à l'aide d'un bilan thermique global du palier ; elle peut aussi être calculée avec une excellente précision en effectuant une analyse fine du problème thermoélastohydrodynamique de l'ensemble du palier [23].

Comme la plus grande partie de la chaleur est évacuée par le fluide, la connaissance du débit de lubrifiant nécessaire au bon fonctionnement du palier est importante. Dans la plupart des

paliers et des butées hydrodynamiques, l'écoulement du fluide dans le film lubrifiant s'effectue en régime laminaire ; cependant l'emploi de fluides de très faible viscosité, de l'eau par exemple, ou la nécessité d'utiliser des paliers de grandes dimensions fonctionnant à vitesses élevées entraînent des changements de régime dans le fluide dont l'écoulement peut devenir turbulent. Le calcul des caractéristiques du palier s'effectue alors en tenant compte des changements de régime dans le fluide.

2-4-2- Butées et paliers aérodynamiques :

Dans le cas de mécanismes supportant de faibles charges ou demandant une très grande précision, le guidage des arbres par des paliers et des butées aérodynamiques semble être une solution satisfaisante et relativement économique.

En effet, lorsque la vitesse de rotation devient trop importante ($N > 50\,000$ tr/min), la puissance dissipée par frottement fluide ainsi que les problèmes thermiques qui en résultent ne sont plus négligeables. Il est alors possible de recourir à des fluides de viscosité beaucoup plus faible ; c'est le cas des gaz et en particulier de l'air pour lequel la viscosité dynamique est 200 fois plus faible qu'une huile peu visqueuse [22].

2-4-3- Les liaisons à roulements :

Le roulement est un organe qui assure à lui seul plusieurs fonctions principales : il permet le positionnement d'un arbre par rapport à son logement tout en assurant une rotation précise avec le minimum de frottements, et il transmet des efforts radiaux et/ou axiaux.

L'analyse des différentes caractéristiques des roulements et de leurs limites permet d'établir des critères de choix :

- La fonction transmission des efforts est caractérisée par l'aptitude du roulement à encaisser des charges radiales, des charges axiales, ou les deux à la fois, et par l'endurance que l'on peut en attendre (durée de vie) ;
- La fonction rotation est caractérisée par une vitesse maximale possible liée au frottement et un faux-ronde de rotation (précision de rotation) ;
- Enfin, la fonction positionnement est définie par les modes de liaison possibles entre le roulement et son environnement, ainsi que par son jeu radial et son jeu axial (précision de position).

Le roulement (Figure 3.3) est constitué :

- de deux bagues : une bague intérieure et une bague extérieure ;

- des corps roulants permettant la rotation relative de ces deux bagues en les positionnant l'une par rapport à l'autre ;
- et, généralement, d'une cage séparant les corps roulants en maintenant leur équidistance.

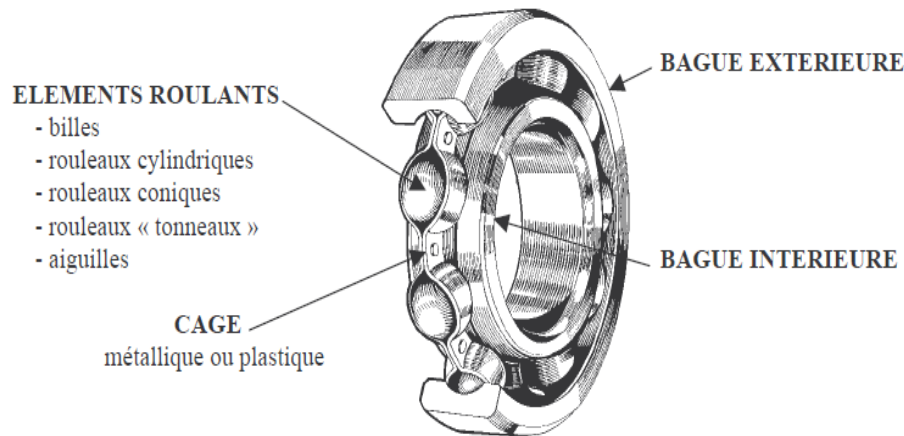


Figure 3.3 : Eléments de roulement

On appelle logement l'élément du mécanisme où s'insère le roulement ; on a donc une liaison fixe entre la bague extérieure et le logement. L'élément qui vient s'insérer dans la bague intérieure est généralement un arbre, ce qui implique de la même manière une liaison fixe entre celui-ci et la bague intérieure.

Le roulement en fonctionnement ne demande en général ni surveillance ni intervention autres qu'un apport de lubrifiant si nécessaire. Quand, pour des raisons de sécurité ou d'ordre économique, toute défaillance doit absolument être évitée, on procède alors à une surveillance et à un entretien préventif.

Toute anomalie (vibration, bruit, température, couple de rotation) peut être signe d'une amorce de détérioration. En général, le niveau vibratoire est symptomatique ; on le surveille par des dispositifs électroniques ou tout simplement à l'oreille, par stéthoscope ou tige métallique.

Dans le cas des roulements lubrifiés à la graisse, le suivi du niveau thermique est aussi un bon indicateur de l'état du roulement. En général, la température d'un roulement se situe entre 20 et 30 C° au-dessus de l'ambiante. La fréquence des contrôles est basée sur la durée probable des roulements. On est plus exigeant pour plus de fiabilité [24].

2-4-4- Les liaisons magnétiques :

Les paliers magnétiques (Figure 3.4) sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussières ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance.



Figure 3.4 : Photographie d'un palier magnétique

Les paliers magnétiques sont utilisés dans des domaines où les systèmes mécaniques atteignent leurs limites :

Domaine des hautes vitesses : la vitesse de rotation d'un roulement à billes est limitée sous peine de problèmes mécaniques et d'échauffements. L'absence de contact dans un palier magnétique permet d'atteindre des vitesses bien supérieures. La limite est définie par la rupture mécanique du rotor du fait de la force centrifuge engendrée par la rotation. Une suspension mécanique pose un problème d'équilibrage à haute vitesse. Mécaniquement, il est impossible de faire coïncider exactement l'axe de rotation d'un palier avec l'axe d'inertie de la partie tournante. Il en résulte un balourd qui, même s'il est très faible, peut entraîner des vibrations importantes. L'utilisation de paliers magnétiques permet de s'affranchir de tels problèmes d'équilibrage car l'axe d'inertie peut s'aligner sur l'axe de rotation.

Domaine des atmosphères spécifiques ou du vide : dans ce cas, il n'est absolument pas possible d'utiliser un gaz ou un lubrifiant pour permettre le fonctionnement d'un palier. Les roulements à billes lubrifiés ou les paliers hydrodynamiques sont donc prohibés.

Domaine dans lequel les frottements doivent être minimisés : les frottements sont totalement inexistantes sur une suspension entièrement magnétique car il n'y a aucun contact entre les pièces mobiles et les pièces statiques. Cependant, des variations de champ vues par

la pièce en rotation peuvent donner naissance à des pertes par courants induits et des pertes par hystérésis. Un palier magnétique ne possède par contre aucun frottement sec.

Domaine dans lequel l'usure doit être minimisée : comme il n'y a aucun contact entre la partie fixe et la partie mobile, la durée de vie du palier est illimitée (sauf accident). Cet avantage peut être appréciable dans un dispositif tel qu'un satellite où les paliers d'un système tournant ne peuvent être remplacés régulièrement. L'absence d'usure est aussi intéressante en atmosphère spécifique car elle n'engendre aucune poussière.

Domaine dans lequel la variation de température est importante : une suspension magnétique, fabriquée avec des matériaux appropriés, est capable de fonctionner à des températures extrêmes. Elle peut ainsi être soumise à des températures basses, proches du zéro absolu ou bien être utilisée à des températures élevées en sortie de turbine.

2-5- Les compresseurs :

2-5-1- Description et types des turbomachines :

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe. Comme d'une manière générale un apport d'énergie au fluide s'accompagne d'une augmentation de sa pression et qu'inversement un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachine génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide ou de compression ; et de turbomachine réceptrice ou de détente lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de :

- moteur dans le cas des turbomachines génératrices (moteur électrique, moteur Diesel, turbomachine réceptrice) ;
- machine entraînée dans le cas des turbomachines réceptrices (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Les turbomachines de détente portent le nom de turbines, alors que celles de compression se subdivisent en :

- pompes, dans lesquelles le fluide en mouvement est liquide, et donc incompressible ;

- ventilateurs, dans lesquels le fluide gazeux se comporte de manière incompressible c'est-à-dire que sa variation de volume massique au cours de la traversée de la machine est négligeable ;
- les compresseurs et soufflantes dans lesquelles la compressibilité du fluide gazeux intervient.

Ces turbomachines sont largement utilisées pour réaliser des cycles thermodynamiques ; c'est le cas des compresseurs axiaux et des turbines axiales accouplés dans les réacteurs aéronautiques ou les turbines à gaz industrielles (qui portent un nom ambigu, puisqu'elles comprennent au sens strict des termes, un compresseur et une turbine). C'est le cas également des centrales thermiques qui comportent une pompe à eau et une turbine à vapeur.

2-5-2- Exploitation industrielle des compresseurs :

Le fonctionnement du compresseur doit être suivi au cours de l'exploitation industrielle. La méthode la plus sûre consiste à établir une check-list des points à vérifier, cette vérification étant effectuée une fois par quart, par exemple, et de préférence au début de celui-ci ; cette acquisition peut être automatique.

Les différents facteurs pouvant provoquer des anomalies de fonctionnement ou, même, des incidents se traduisent par l'augmentation des vibrations et des variations des écarts de température (températures d'huile et de gaz) entre l'entrée et la sortie de la machine.

Les incidents de fonctionnement sont répartis en deux grandes catégories.

Incidents mineurs :

- dérive lente d'un paramètre sans dépasser la valeur limite ; il convient alors d'effectuer (éventuellement avec le constructeur) une analyse détaillée du phénomène ;
- dérive ou dérèglement des dispositifs de régulation ou d'anti-pompage, de la vitesse, de la pression d'air ou de la température.

On peut souvent être dépanné grâce à un simple entretien téléphonique avec le constructeur si l'on a pu noter les circonstances d'apparition de la panne et l'état exact de la machine. Il convient alors de bien noter les valeurs.

Incidents majeurs : discontinuité brutale et passage aux valeurs limites des vibrations, pressions et températures. Ce dernier type d'incident entraîne l'arrêt immédiat de la machine. Il convient, dans ce cas, de ne pas chercher à redémarrer sans connaître la cause du défaut, notamment en cas de vibrations.

2-5-3- Interventions d'entretien :

Il existe deux types d'interventions : les interventions pour dépannage et les révisions programmées dites de sécurité ou générales.

Sur certaines unités, les révisions de sécurité se font une fois par an ; elles portent sur les organes mécaniques de la machine et, notamment, sur les paliers.

Suivant l'utilisation du groupe, les révisions générales ont lieu tous les quatre ans en moyenne ou au bout de 30 000 à 40 000 h de fonctionnement [25].

Il importe, avant toute révision programmée, de :

- s'assurer de la disponibilité des pièces de rechange ;
- avant l'arrêt, de faire le relevé le plus complet possible des paramètres de fonctionnement de la machine et de noter soigneusement toutes les anomalies rencontrées en exploitation (pompages, consommation d'huile, fuites).

Avec les méthodes modernes de surveillance (notamment des vibrations) et l'apparition des systèmes issus de l'intelligence artificielle capables d'effectuer la corrélation entre un changement de comportement (vibratoire) de la machine et la nature de l'anomalie, on peut espérer personnaliser et programmer ces interventions.

3- Surveillance des machines tournantes par analyse vibratoire :

3-1- Les balourds et le tourbillon d'huile :

Dans la présente partie, nous détaillerons deux causes mécaniques importantes des vibrations dans les machines tournantes : le balourd et le tourbillon d'huile.

3-1-1- Les balourds. Déséquilibre de la masse :

3-1-1-1- Description du balourd :

Le balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il s'agit d'un déséquilibre qui se produit lorsque l'axe des centres de gravité du rotor ne coïncide pas avec l'axe de rotation. L'axe des centres de gravité est défini comme une ligne joignant les centres de gravité de tranches minces fictives dont l'alignement formerait le rotor. En réalité, l'axe des centres de gravité a plutôt la forme d'un serpent enroulé autour de l'axe de rotation (Figure 3.5).

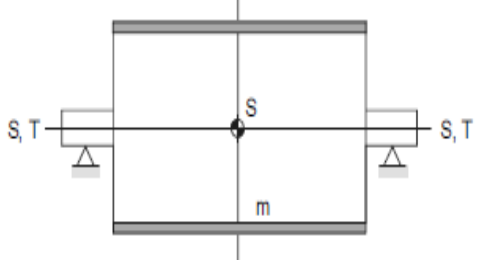
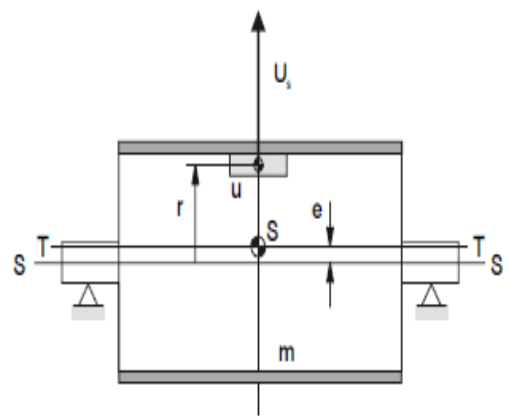
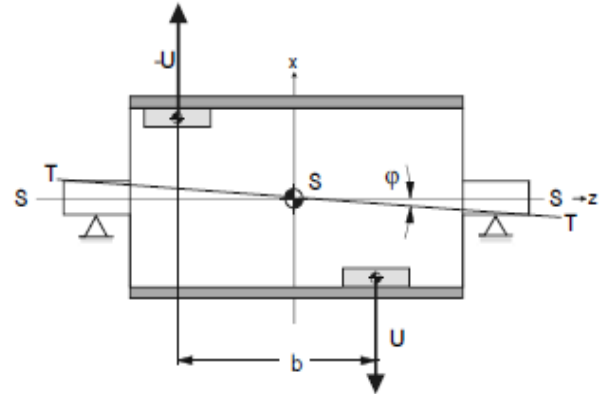
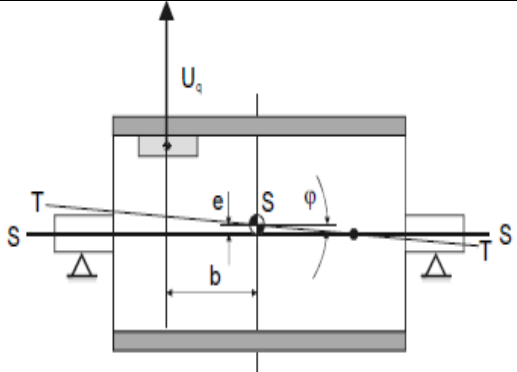
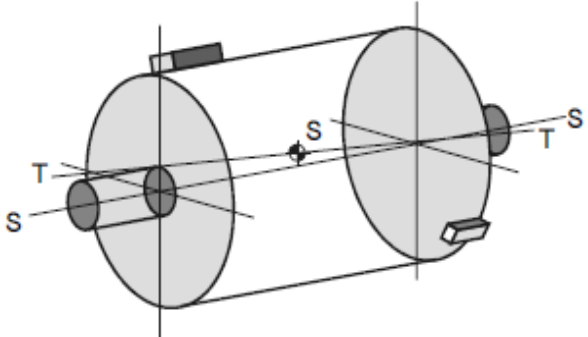
	
<p>Pour un rotor parfaitement équilibré, l'axe d'inertie T-T correspond à l'axe d'arbre S-S</p>	
	
<p>Un balourd statique entraîne un déplacement de l'axe d'inertie qui se retrouve parallèle à l'axe de l'arbre à une distance égale à l'excentricité du centre de gravité e</p>	<p>Un moment de balourd – représenté par un couple de balourds ($U, -U$) à une distance du plan b – fait tourner l'axe d'inertie d'un angle φ à partir de l'axe de l'arbre ; le centre de gravité reste sur l'axe de l'arbre.</p>
	
<p>Un balourd quasi statique à la distance b du centre de gravité déplace ce dernier de la distance e et fait tourner l'axe d'inertie de l'angle φ par rapport à l'axe de l'arbre. Il existe toujours un point d'intersection avec l'axe de l'arbre</p>	<p>Pour un balourd dynamique, l'axe d'inertie et l'axe de l'arbre ne se coupent pas (cas général)</p>

Figure 3.5 : Représentation d'un balourd [26]

La force centrifuge tournante résultant du balourd augmente rapidement avec la vitesse de rotation [26]. C'est ce qui fait que même une faible augmentation du balourd peut provoquer

de fortes vibrations dans les machines tournant à grande vitesse comme les compresseurs à vis, les turbines à gaz ou certaines pompes.

On peut réduire le balourd au minimum en équilibrant le rotor, soit en ajoutant des poids du côté du rotor où la masse est plus faible, soit en enlevant de la matière du côté où la masse est plus élevée. Si l'équilibrage est effectué correctement, le balourd sera tellement faible qu'il ne causera pas de problèmes de vibrations.

3-1-1-2- Origines du balourd :

Les déséquilibres (balourds) proviennent en général de défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. En fonctionnement, les rotors peuvent alors aussi se déformer sous l'effet d'échauffements dissymétriques.

Nous allons maintenant examiner les conditions de fonctionnement susceptibles d'accroître le balourd du rotor. Certaines ont pour effet de modifier le balourd de façon temporaire et d'autres de façon permanente (jusqu'à ce que l'entretien soit effectué). Les cas suivants constituent des exemples de modifications permanentes (balourd d'origine mécanique):

- Perte d'une partie du rotor dans les cas extrêmes, le balourd résultant peut avoir des conséquences catastrophiques, mais parfois la partie perdue est tellement petite qu'il n'en résulte qu'une faible augmentation des vibrations.
- Dépôts dus à la corrosion ou usure causée, par exemple, par l'érosion, l'abrasion ou l'éraïllement. Dans la plupart des cas, les modifications du balourd sont faibles et se produisent lentement.

La cause la plus commune des modifications temporaires du balourd est l'arcure transitoire du rotor sous l'effet des contraintes thermiques qui sont générées lorsqu'un côté de l'arbre est plus chaud que le côté opposé.

Voici des exemples de conditions de fonctionnement pouvant donner lieu à des modifications temporaires du balourd (Balourd d'origine thermique) :

- Variations rapides de la charge : le refroidissement ou l'échauffement du rotor peut être tellement rapide que de petites inégalités dans la répartition des dépôts à la surface de l'arbre peuvent avoir un effet sur le transfert de chaleur et donner lieu à de légères différences de température dans le rotor. Ce problème ne se présente pas lorsque le refroidissement ou l'échauffement est lent puisque la température peut s'uniformiser sous l'effet de la conduction thermique à l'intérieur du rotor ;

- Frottement : le frottement a pour effet d'augmenter la température de l'arbre à l'endroit où il se produit ;
- Cambrure : La cambrure est une courbure du rotor vers le haut qui se produit lorsque la partie supérieure de l'arbre est plus chaude que la partie inférieure. Cette différence de température est due à la stratification thermique du liquide autour de l'arbre : le liquide plus froid, et par conséquent plus lourd, descend à la partie inférieure et le liquide plus chaud, donc plus léger, monte à la partie supérieure. C'est ce qui arrive lorsque la machine se refroidit ou se réchauffe. Par exemple, lorsque de la vapeur est introduite dans les presse-garnitures d'une turbine pendant que le rotor est immobile ;
- Obturation partielle de certains conduits de refroidissement (par de la poussière de carbone par exemple) ;
- Répartition asymétrique du courant dans les enroulements des moteurs électriques et des génératrices : les enroulements dans lesquels passe un courant plus intense deviennent plus chauds que les autres. Cette asymétrie peut résulter de certaines déficiences, comme des fissures dans un enroulement du rotor.

Les conditions décrites ci-dessus se présentent surtout pendant le démarrage ou l'arrêt des machines tournantes. C'est une des raisons pour lesquelles les vibrations augmentent pendant ces périodes.

3-1-1-3- Manifestations du balourd (déséquilibre de la masse):

- augmentation du niveau global choisi en basses fréquences : soit la vitesse efficace V_{eff} [10-1 000 Hz] ;
- nette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale (fréquence de rotation, f_r).

Ce défaut n'est pas directionnel : on recueille la même image dans toutes les directions radiales (verticale, horizontale ou oblique).

3-1-2- Défauts de lubrification-Instabilité (tourbillon d'huile) :

3-1-2-1- Description :

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets ou des butées. Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de

destruction du régule (alliage antifricction). La présence de particules dans l'huile peut entraîner des rayures du régule.

Un palier trop peu chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable. Ce qui permet une grande mobilité de l'arbre dans ses paliers. Selon les raideurs du palier, deux cas peuvent se présenter [27] :

- si la raideur du palier est trop faible que celle du film d'huile, le mouvement relatif de l'arbre est nul et le mouvement absolu du palier représente le mouvement de l'arbre ;
- si la raideur du palier est très supérieure à celle du film d'huile, le mouvement absolu du palier est nul et le mouvement relatif de l'arbre dans ses paliers représente le mouvement vibratoire.

Les déplacements radiaux ou axiaux importants au regard des jeux fonctionnels induisent des instabilités de palier, des frottements ou des ruptures de film d'huile pouvant avoir immédiatement des conséquences très graves sur la disponibilité des installations.

3-1-2-2- Manifestations :

Des vibrations violentes se produisent suite aux instabilités des paliers, elles se manifestent alors à une fréquence voisine de la moitié de celle de la rotation. L'évolution est alors souvent rapide et le niveau n'est pas stable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($f_r/2$). Elle peut être proche de $1/3$ ou $1/4$ de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène. Une vitesse critique située entre $0,3\omega_r$ et $0,7\omega_r$ (ou ω_r représente la vitesse de rotation de l'arbre) peut imposer sa fréquence à une instabilité de film d'huile.

Les instabilités sont en général corrigées par une reprise du lignage, une réduction des jeux, ou des modifications géométriques du coussinet.

3-1-2-3- Instabilité due à un tourbillon d'huile :

Cette instabilité se produit entre 0.42 et 0.48 RPM (rotation par minute). Elle est souvent assez grave et est jugée excessive lorsque l'amplitude dépasse 40% du jeu des coussinets. Le tourbillon d'huile est une vibration induite par le film d'huile, où une déviation des conditions normales de marche (angle d'attitude et rapport d'excentricité – voir Figure 3.6), font en sorte que le coin d'huile fait balloter l'arbre dans le coussinet. La force déstabilisante produite dans le sens de la rotation engendre un tourbillon instable parce qu'il augmente la force centrifuge qui, à son tour, accroît la force de tourbillonnement. L'huile risque alors de ne plus supporter

l'arbre et de devenir instable lorsque la fréquence du tourbillon coïncide avec une fréquence naturelle du rotor. Un changement de viscosité de l'huile, de la pression de lubrification ou des précharges peut avoir une incidence sur le tourbillon d'huile.

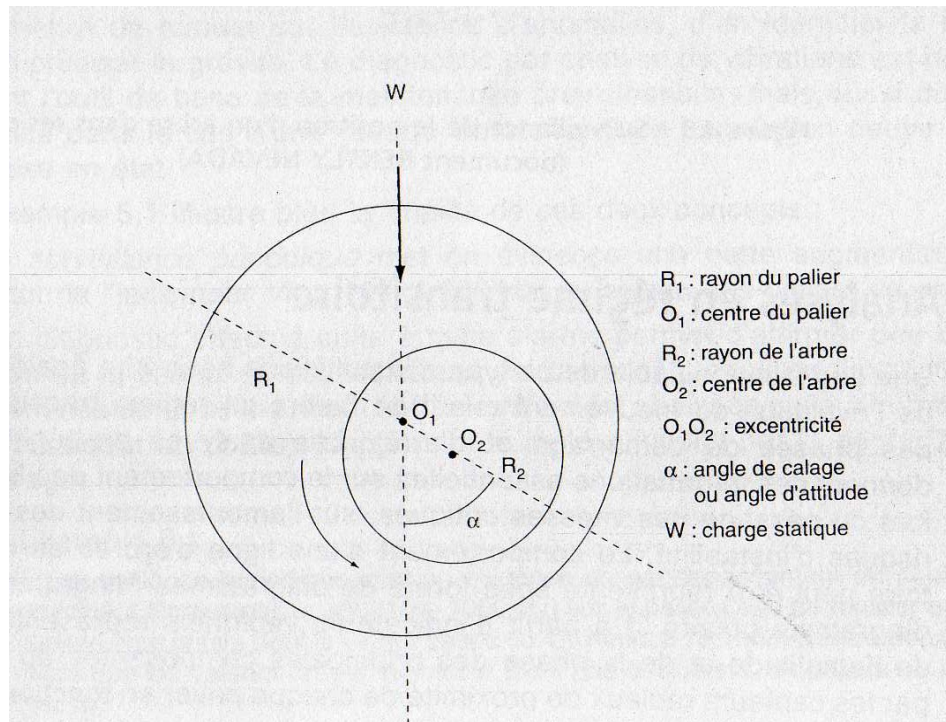


Figure 3.6 : Définition de l'angle d'attitude et l'excentricité [27].

3-2- Principaux défauts en analyse vibratoire :

Dans ce paragraphe on donne un aperçu sur les principaux défauts et de leur manifestation vibratoire que l'on peut rencontrer sur les machines tournantes (voir tableau 3.1).

3-2-1- Défaut d'alignement :

Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement (l'arbre moteur et l'arbre récepteur ne sont pas parfaitement alignés), soit deux paliers soutenant le même axe.

Le défaut d'alignement se caractérise par une augmentation des proches harmoniques de f_r . Le plus souvent l'harmonique de rang 2 tend à s'élever au-delà de la fréquence fondamentale.

Parfois le phénomène se transmet aux 3^{ème} et 4^{ème} harmoniques.

Ce défaut est directionnel : a priori, on ne recueille pas le même signal sur les différentes directions radiales. Contrairement au balourd, ce défaut est souvent visible sur une direction axiale.

3-2-2- Défauts de Frottement, desserrage, fissuration et jeux :

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesure sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique 1/2. ($1/2 \times$ la fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples.

Ce genre de défaut est, en général, directionnel (desserrage selon un axe, fissuration beaucoup plus apparente dans la direction de la charge que dans les autres directions...).

Les causes peuvent être très diverses ainsi que les remèdes ; s'il s'agit d'un défaut de serrage, il est très facile d'y remédier. Une fissure sur un arbre de turbine demandera une intervention beaucoup plus lourde. Comme exemples de jeu, on peut entre autre citer : accouplement dont le caoutchouc est usé, paliers montés avec un jeu excessif, ou boulons cassés. Une roue à aubes dont les aubes touchent la carcasse nous donne un défaut semblable au jeu, amplifié.

3-2-3- Défauts de denture d'engrenages :

Un arbre tournant à une fréquence f_r sur lequel est monté un pignon ou une roue comptant z dents sera soumis à z chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera donc :
 $f_e = z \cdot f_r$.

Si cet arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou si une dent du pignon présente un défaut localisé, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation f_r . Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement f_e et de pas f_r . Ce peigne n'est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement f_e .

Si une même machine est le siège de plusieurs engrènements, les images caractéristiques de chacun peuvent se superposer de manière à ne plus être reconnaissables. Le seul outil permettant de dissocier les différents phénomènes est le cepstre. Il fait apparaître un pic caractéristique pour chaque fréquence de modulation. Cela permet de séparer les phénomènes de chaque ligne d'arbre (Figure 3.7).

3-2-4- Passages d'aubes :

Le passage des aubes devant le bec de la volute d'une pompe provoque un pic à la fréquence f_{aubes} : $f_{\text{aubes}} = n \cdot f_r$

Ce défaut n'est pas directionnel, il se repère aussi bien en radial qu'en axial. Il peut être d'origine mécanique (mauvais calage axial de l'impulseur ou jeu de bec de volute insuffisant), hydraulique (débit trop bas), ou encrassement des aubes qui peut aussi provoquer du balourd.

3-2-5- Cavitation :

Le phénomène de cavitation se traduit, au niveau vibratoire, par une augmentation générale du bruit de fond. Il n'y a pas de raie caractéristique. Toutes les fréquences sont excitées de façon aléatoire. Si la fréquence d'aubage ressort, ce n'est pas parce que la roue cavite mais plutôt parce que les aubes sont mal calées par rapport au corps de pompe, ou qu'alors le jeu de bec de volute est insuffisant.

3-2-6- Roulements :

Un tel défaut se traduit par une nette augmentation du niveau des fréquences supérieures à 1 000 Hz :

- l'ensemble des fréquences supérieures à 1 kHz augmente sur un PBC ou un spectre RC HF ;
- le facteur K augmente ;
- le facteur de crête FC diminue ;
- le niveau global Acc_{eff} [1 000-10 000 Hz] augmente.

Origine : Ce peut être :

- un écaillage de la piste interne (sur l'arbre) ;
- un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage) ;
- un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau) ;
- Défauts de type déversement de bague.

Dans tous les cas, il s'agit d'un choc périodique de faible énergie qui excite la structure de la machine (Figure 3.8).

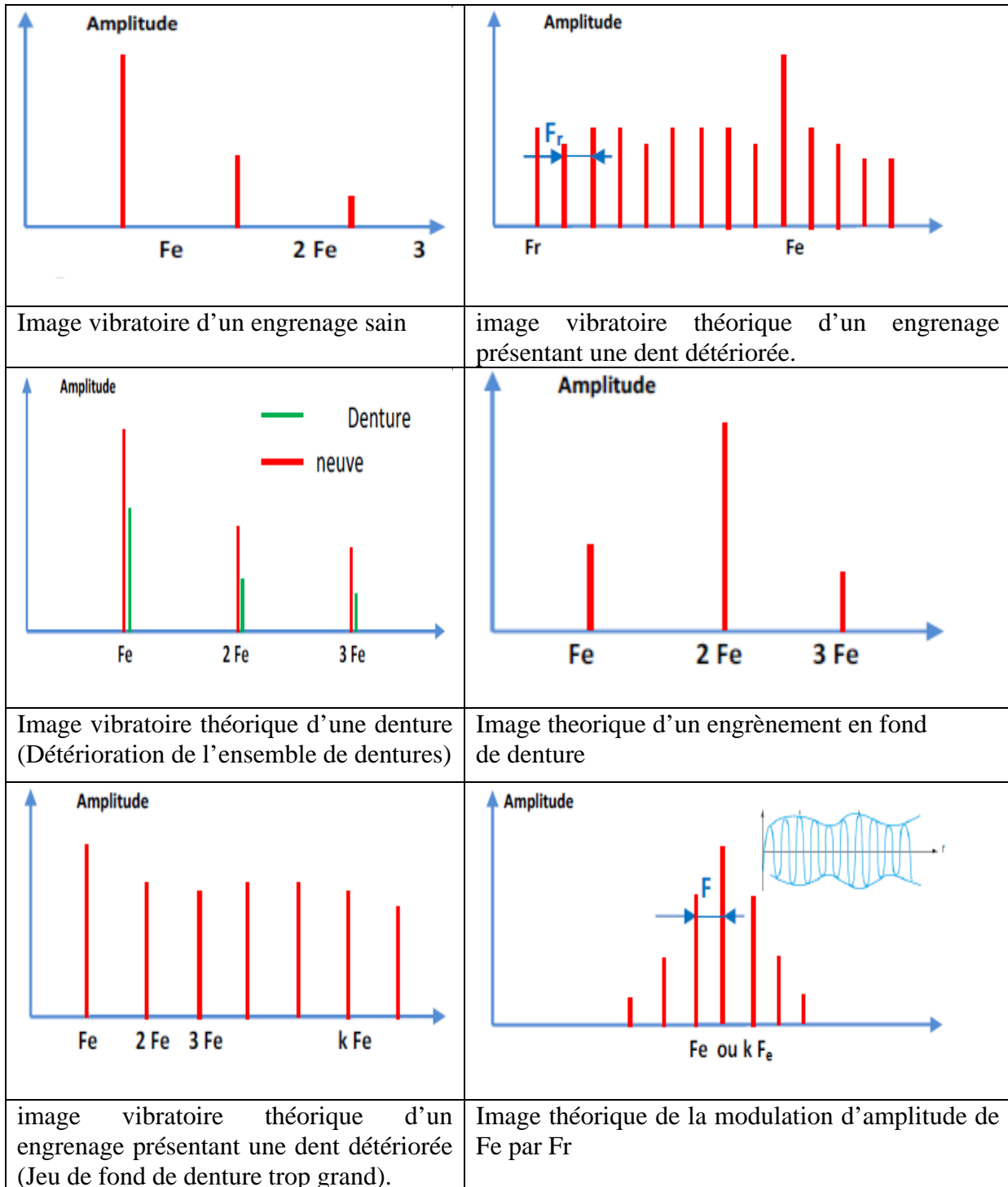


Figure 3.7 : Images théoriques des défauts de denture d'engrenages [28].

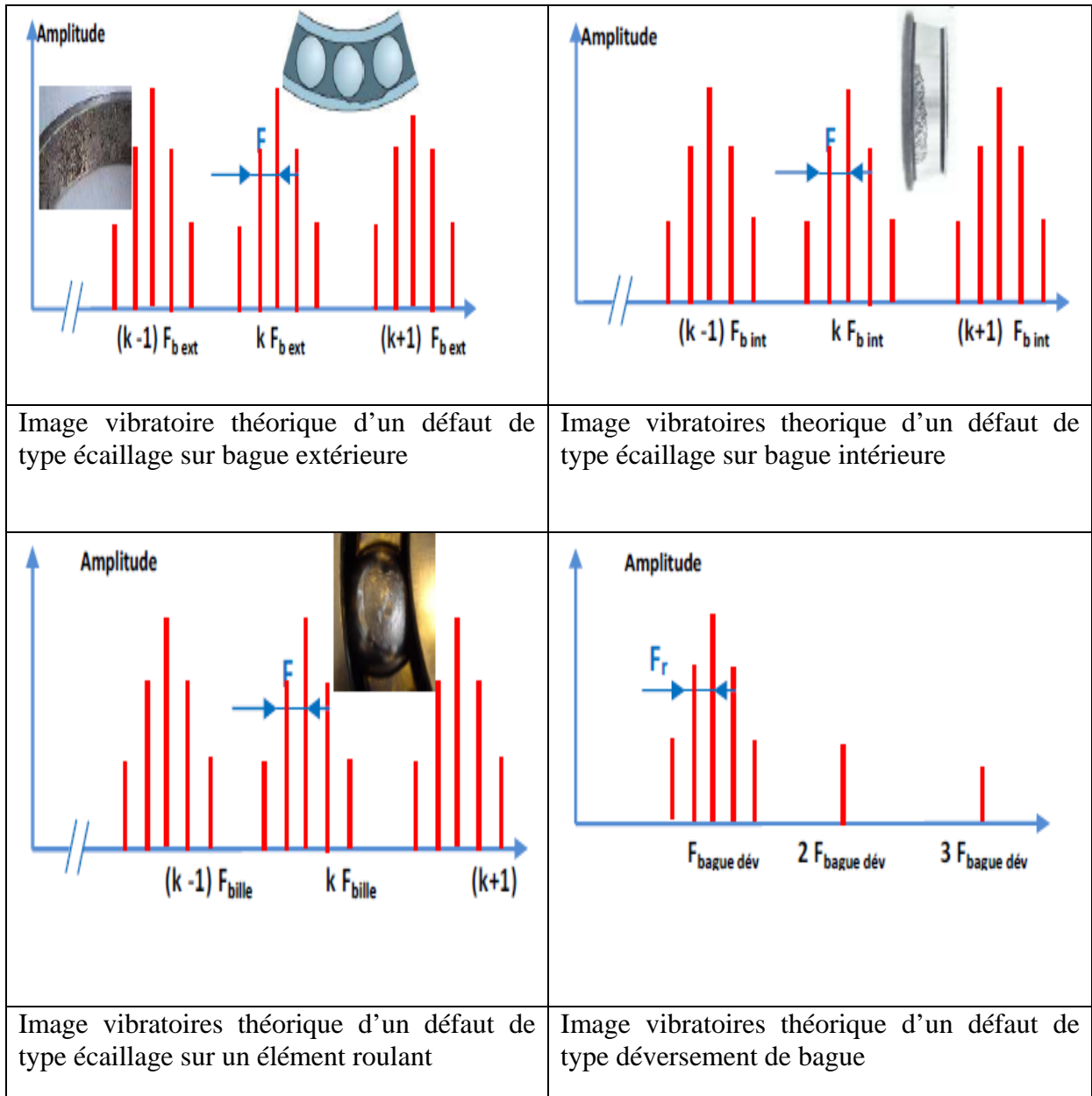


Figure 3.8 : Images vibratoires des différents défauts de roulement [28].

Défaut	Vibration		Remarque
	fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 f rotation	radiale	Uniquement sur paliers lisses à grande vitesse
Balourd	1 x f rotation	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux mesures orthogonales.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x f rotation	Radiale	Aucun déphasage sur deux mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x f rotation	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1, 2, 3, 4 x 50Hz	Axiale et radiale	Disparaît dès la coupure de l'alimentation
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x f passage de la courroie	Radiale	
Engrenage endommagé	f engrènement = f rotation de l'arbre x nombre de dents	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquence	Axiale et radiale	Ondes de choc aux écaillages

Tableau 3.1: Récapitulatif des principaux défauts [29].

3-3- La normalisation en analyse vibratoire des machines :

3-3-1- Définition :

Les normes sont des documents contractuels établis par des fournisseurs et des clients suite à des essais et de travaux d'investigation afin de faciliter l'exploitation des produits et c'est notamment le cas avec les vibrations des machines. Parmi les techniques d'analyse des données en vibration on trouve l'analyse par comparaison, et une de ses formes est la

comparaison directe des données acquises à des normes industrielles ou des valeurs de référence (seuils).

3-3-2- Les normes et les comportements des machines :

Les normes contiennent des critères quantitatifs issus de l'expérience. Ils intègrent sous une forme intuitive et implicite les relations forces/contraintes/vibrations et les données technologiques actuelles (matériaux, usinage, contrôle de fabrication, moyens de mesures, etc.). Les normes partant de l'expérience acquise, il importe de bien définir dans quelles conditions sont effectuées les mesures. C'est pourquoi dans ces différents documents, on retrouve des chapitres concernant :

- les machines ou classes de machines auxquelles s'applique la norme : type de machine, taille, montage, fondations, usage ;
- la grandeur à partir de laquelle est faite cette évaluation, et les points de mesurage : structures fixes ou arbre, plans ou schéma définissant les points de mesure ;
- les grandeurs de mesurage : valeur efficace de la vitesse des vibrations, intensité vibratoire, déplacement dans une direction, maximum de la trajectoire ;
- les conditions de la machine lors des contrôles : vitesse ou plage de vitesse de rotation, plage de débit, plage de puissance, états stables ou transitoires.

La surveillance normative repose sur l'utilisation de critères simples, « niveaux limites admissibles », qui définissent:

- une qualité minimale à obtenir sur une machine « neuve » : critère de réception (limite admissible lors des essais de réception) ;
- un niveau au-dessus duquel une action corrective doit être programmé : critère d'alarme ;
- un niveau au-dessus duquel la machine doit être arrêté pour respecter les objectifs de sécurité.

3-3-3- Définition des groupes de machines d'après AFNOR E 90-300 :

Les limites de vibration que l'on impose aux machines dépendent de la taille de celles-ci. C'est pourquoi l'AFNOR E 90-300 a défini des groupes de machines classées de I à IV dans lesquels sont pris en considération les critères de puissance et de suspension. Dans ces groupes (I à IV) ne sont répertoriées que les machines ayant uniquement des masses tournantes.

Deux autres groupes sont définis. Le groupe V correspond aux machines sur fondations rigides présentant des effets de masse non compensables. Le groupe VI comprend les mêmes machines sur fondations souples et les machines spéciales telles que tamis vibrants, machines d'essais, centrifugeuses, broyeurs, etc.

La norme propose des limites uniquement pour les groupes I à IV. Pour les groupes V et VI, les constructions et les applications peuvent être tellement différentes qu'il n'a pas été possible de déterminer des limites homogènes. Dans le cas du groupe VI, les effets de masses sont amortis par des fixations souples de telle manière que les vibrations ne se transmettent pas à l'environnement.

Pour des fréquences inférieures à 10Hz, on ne surveille plus à vitesse efficace constante sous peine d'être amené à tolérer des amplitudes extraordinairement grandes (jusqu'à l'infini) pour des vibrations de fréquence proche de zéro.

Les limites sont alors données en amplitude constante.

La norme AFNOR E 90-300 définit comme intensité vibratoire, la plus grande valeur de la vitesse efficace mesurée ou calculée dans les endroits choisis et pour un ensemble déterminé de conditions de fonctionnement. Les critères : bon (A), admissible (B), encore admissible (C), inadmissible (D) ; ont été adaptés en fonction des seuils déterminés en mm/s (Figure 3.9).

Ces seuils sont variables en fonction de la taille de la machine, de sa puissance, de sa fixation, de son domaine d'application et de la présence ou l'absence d'effets de masse non compensables.

GROUPE I (K) : Eléments de moteurs ou de machines qui, dans leurs conditions normales de fonctionnement, sont intimement solidaires de l'ensemble d'une machine. Les moteurs électriques produits en série, de puissance allant jusqu'à 15 KW, sont des exemples typiques de machines de ce groupe.

GROUPE II (M) : Machines de taille moyenne, en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 KW sans fondations spéciales : moteurs montés de façon rigide ou machines (puissances jusqu'à 300 KW) sur fondations spéciales.

GROUPE III (G) : Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations rigides et lourdes, relativement rigides dans le sens de la vibration.

GROUPE IV (T) : Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations relativement souples dans le sens de la vibration (exemple : groupes turbo générateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).

GROUPE V (D) : Machines et dispositifs d'entraînement mécaniques avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement rigides dans la direction des vibrations.

GROUPE VI (S) : Machines et dispositifs d'entraînement mécaniques avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations ; machines avec masses tournantes accouplées seulement telles que : arbres de broyeur ; machines, telles que centrifugeuses avec déséquilibres variables, capables de fonctionner isolement, sans l'aide d'éléments de liaison ; cribles, machines à tester la fatigue dynamique et générateurs de vibrations pour les industries de transformation.

Ranges of Radial Vibration Severity			Quality Judgement for Separate Machine Classes			
Range	RMS Velocity in 10-1000 Hz at the Range Limits mm/sec in/sec		<i>Class I</i>	<i>Class II</i>	<i>Class III</i>	<i>Class IV</i>
0.28	0.28	0.011	A	A	A	A
0.45	0.45	0.018	A	A	A	A
0.71	0.71	0.028	A	A	A	A
1.12	1.12	0.044	B	A	A	A
1.80	1.80	0.071	B	B	A	A
2.80	2.80	0.110	C	B	B	A
4.50	4.50	0.180	C	C	B	B
7.10	7.10	0.280	D	C	C	B
11.20	11.20	0.440	D	D	C	C
18	18	0.710	D	D	D	C
28	28	1.10	D	D	D	D
71	71	2.80	D	D	D	D

Figure 3.9 : Critères de jugements d'après AFNOR E 90-300.

4- Dossier machines et Supports du diagnostic :

4-1- But de la documentation :

L'homme de maintenance doit connaître parfaitement ses équipements en nature et dans le temps. De ce fait, il est obligé de créer un système documentaire et l'organiser. La documentation d'un matériel donné, souvent appelée « dossier machine », permet d'avoir, sous une forme pratique et suivant une présentation rationnelle, les renseignements nécessaires à la compréhension du montage du matériel, de son installation, de son fonctionnement et de sa maintenance. Ce dossier permet d'identifier rapidement et précisément tous les composants et pièces détachées. Il doit également permettre de retracer toute la vie du matériel depuis sa mise en service dans l'entreprise jusqu'à son départ (mise au rebut, vente...).

4-2- Dossier machine :

Le dossier machine comprend généralement un dossier technique et un dossier historique [30].

4-2-1- Dossier technique :

Le dossier technique rassemble tous les documents qui vont permettre de connaître le matériel considéré et qui, aux réserves près des modifications et améliorations, resteront a priori inchangés pendant toute la vie du matériel. Il doit inclure :

- Fiche technique ;
- Instructions d'installation : manutention et déballage, plans d'installation, consignes et contrôles de sécurité pour une première mise en service, et mise en conservation et stockage ;
- Instructions d'utilisation ;
- Instructions de réglage ;
- Instructions de maintenance : plan de maintenance, mode opératoire de maintenance, et check-list de maintenance ;
- Catalogue des pièces détachées.

4-2-2- Dossier historique :

L'objectif principal du dossier historique d'un bien est d'assurer la traçabilité dans le temps de tous les événements qui sont apparus pendant sa vie opérationnelle. En fonction du bien, de sa complexité et de sa criticité dans le système productif, on sera conduit à mettre en place des dossiers historiques adaptés dont la structure sera conçue en fonction du besoin identifié [31]. La nature des informations retenues pour figurer dans le dossier historique d'un bien sera prédéfinie en fonction des critères précédents.

L'élément fondamental constitutif d'un dossier historique est le compte-rendu d'intervention. Ce formulaire doit être rempli par les intervenants, dès que le travail opérationnel est terminé. Une intervention n'est terminée que lorsque le compte-rendu d'intervention a été renseigné. Base essentielle du dossier historique du bien, ce compte-rendu d'intervention doit contenir tous les paramètres nécessaires à la gestion technique et économique de l'intervention et du bien en général. Selon les cas et la finesse du système d'exploitation des données, ce compte-rendu d'intervention indiquera :

- nom de l'intervenant ou du responsable de l'équipe d'intervention ;

- méthode de maintenance (corrective/préventive) ;
- description de l'intervention ;
- compteurs d'unités d'usage ;
- diagnostic éventuel ;
- durée de l'intervention ;
- pièces changées ;
- nombre d'heures de maintenance opérationnelle.

4-3- Supports du diagnostic (retour d'expérience) :

Le retour d'expérience est défini comme la gestion des faits techniques appelés ici « fiches de défaillance » ou « fiches d'événements » et des performances techniques, observés pendant toute la durée de vie d'un produit, de la conception au retrait du service.

Il doit permettre, à un niveau local ou centralisé, d'établir des bilans de comportement, de mettre en évidence les points faibles (dysfonctionnements, modes de défaillance et de dégradation, causes) et, si nécessaire, d'identifier les moyens d'améliorer la fiabilité des équipements. Les installations et matériels importants à suivre participent aux enjeux de maîtrise de la sûreté, de la disponibilité, des coûts de maintenance.).

5- Conclusion :

Au cours de ce chapitre nous avons présenté les machines tournantes et leurs éléments constitutifs. Le rotor, pièce maîtresse d'une machine tournante tourne autour d'une ligne de rotation.). Le guidage en rotation d'un rotor est assuré par des liaisons (les paliers fluides hydrodynamiques), dont leur rôle est essentiel dans les comportements vibratoires.

Le mouvement absolu des paliers ne représente pas le mouvement réel de l'arbre dans ses paliers. Mais, c'est le mouvement de l'arbre dans ses paliers qui est dans la plupart des cas la grandeur essentielle à surveiller. À cet effet et dans la plupart des cas, la surveillance des machines tournantes stratégiques est assurée par le suivi en continu de l'évolution d'indicateurs en deux directions orthogonales.

Une surveillance fiable nécessite de suivre à la fois :

- le mouvement relatif de l'arbre dans ces paliers à l'aide de capteurs à courants de Foucault ;
- le mouvement absolu des paliers à l'aide des accéléromètres.

Dans la deuxième partie de ce chapitre nous avons présenté un panorama des principaux défauts et de leur manifestation vibratoire que l'on peut rencontrer sur les machines tournantes. Parmi ces défauts le balourd et le tourbillon d'huile sont présentés d'une manière plus exhaustive. Représentés dans le domaine temporel ou dans le domaine fréquentiel, un défaut de balourd et un défaut de tourbillon d'huile se distingue difficilement entre eux. La difficulté de leur distinction est d'autant plus marquée à l'état où ils viennent d'apparaître (stade précoce).

En outre, ces deux défauts qui se manifestent en basse fréquence par un faible dépassement d'amplitude, se distingueraient très difficilement du spectre de fonctionnement normal. Ces éléments concourent à expliquer le regain d'intérêt de la recherche d'outils d'aide (réseaux bayésiens) au diagnostic et de prédiction de ces défauts.

En fin de chapitre nous avons montré les éléments d'un dossier machine et l'utilité du retour d'expérience dans l'établissement des bilans de comportement d'une machine. Ces éléments constituent un support pour l'agent de maintenance dans son diagnostic et facilitent une tâche très importante pour le modélisateur par réseaux bayésiens qui est l'identification des paramètres (probabilités).

**PREDICTION D'AVARIES PAR
L'UTILISATION DES RESEAUX
BAYESIENS**

CHAPITRE IV : PREDICTION D'AVARIES PAR L'UTILISATION DES RESEAUX BAYESIENS

1- Introduction :

La surveillance par analyse de vibration reste la technique dominante et la plus utilisée dans un programme de maintenance préventive conditionnelle. C'est dans ce concept de maintenance que la surveillance doit non seulement remplir sa fonction de sécurité, mais surtout elle doit permettre la détection précoce de défauts.

La surveillance basée sur le suivi d'évolution d'indicateurs scalaires présente plusieurs écueils; dont le principal est l'effet de masque [27] qui peut rendre dans certaines conditions; malheureusement très courantes ces indicateurs insensibles à l'apparition d'un nouveau défaut dans le cas où un défaut déjà existe.

Des travaux de recherches ont été réalisés dans l'objectif est de déterminer et de définir des indicateurs en présence de défauts combinés [32] en haute fréquence (défaut de roulements et d'engrenages). Mais l'expérimentation a montré une faible efficacité de ces indicateurs et à ce moment là l'ingénieur de maintenance reste toujours soucieux d'assurer une disponibilité optimale de sa machine et de prendre des décisions dans un environnement incertain.

Dans le cadre d'un diagnostic la prise en compte des conditions d'exploitation dans le traitement des données est indispensable dans le cas de surveillance d'installations à paliers fluides. Un faible taux de corrélation entre l'évolution de la vibration et le passage des valeurs limites de viscosité permet d'exclure l'augmentation ou la perte de viscosité comme cause de l'anomalie [33].

Plusieurs méthodes sont utilisées pour la prise de décision tel que les tests binaires (bayes, minimax, neyman-pearson), les tests à hypothèses multiples [34]. Dans un contexte prévisionnel à titre d'exemple les méthodes bayésiennes qui seront utilisées dans la suite de ce chapitre, sont d'un grand intérêt par exemple pour prévoir le nombre d'appareils qui tombe en panne dans le futur sachant le nombre d'appareils tombés en panne dans le passé [17], ce qui facilite la planification dans un cadre de maintenance préventive systématique. En outre des études ont montrées le rôle que peut jouer les modèles bayésiens pour l'établissement d'un critère d'avertissement pour révéler des détériorations [35].

Dans la suite de ce chapitre nous allons utiliser l'approche bayésienne comme outil d'aide à la prise de décision dans le cas de défauts combinés en basse fréquence; où on va utiliser

l'analyse vibratoire pour déceler le premier défaut qui est le balourd déjà existant et on va associer à la mesure de vibration la thermographie pour déceler le second défaut qui est le tourbillon d'huile qui provoque une élévation de température.

2- Objet de recherche :

Dans notre étude on s'intéresse au turbocompresseur nommé 103J utilisé pour la compression du gaz, le type du compresseur est centrifuge et il est alimenté par deux turbines BP, HP.

L'équipement est menu de huit paliers hydrodynamiques à huile comme le montre la figure 4.1.

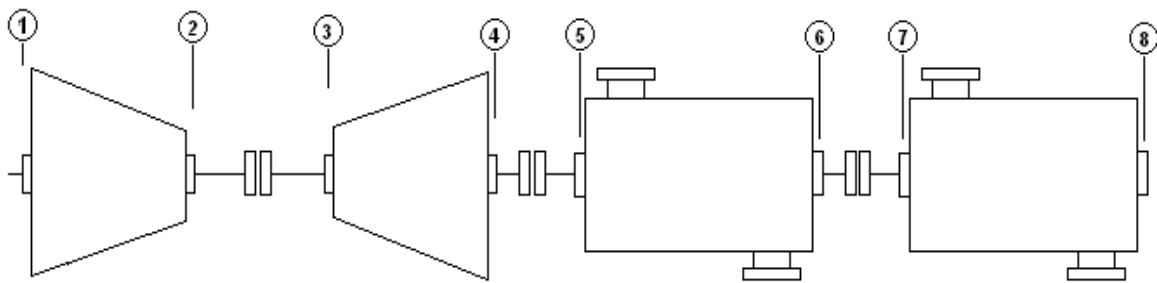


Figure 4.1 : Schéma synoptique du turbocompresseur.

A fin de suivre l'état de l'équipement et vu sa vitalité le type de maintenance adopté est la maintenance préventive conditionnelle, et la technique utilisée est l'analyse vibratoire. À cet effet trois capteurs de vibration ont été implantés en chaque palier dont deux accéléromètres, et un capteur de déplacement.

Dans le cas où un défaut de balourd apparaît le niveau vibratoire augmente et dès le dépassement des valeurs limites le défaut sera perceptible en basse fréquence. Imaginons un deuxième défaut qui est le tourbillon d'huile qui coexiste et qui apparaît dans la même plage fréquentielle. Dans cette situation, c'est le défaut qui induit la puissance du signal vibratoire la plus élevée qui masque l'apparition de l'autre défaut. Or pour ces deux défauts de nature différente, celui qui induit la puissance la plus élevée n'est pas forcément celui qui présente la plus grande gravité.

Dans la suite de cette application nous considérons que le balourd existe et on associe la thermographie infrarouge autant que technique de maintenance préventive conditionnelle pour pouvoir suivre la température d'huile au niveau des paliers. Et on va utiliser un raisonnement bayésien afin de pouvoir prendre une décision dans le cas où le défaut est combiné.

3- Méthodologie :

Comme d'habitude dans le premier chapitre, le but de la surveillance en analyse des vibrations est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée.

Donc la première étape dans un cadre de prédiction d'avaries de machine tournante en exploitation, c'est la surveillance de cette machine et la détection précoce des signes de défaillance par le suivi de différents indicateurs.

Avec ce type de suivi, on se limite à l'observation de l'évolution du niveau vibratoire généré par l'ensemble des phénomènes agissants sur une large plage de fréquences (généralement sur la plage normalisée de [10 - 1 000] Hz) pour des machines tournant à des grandes vitesses. En effet, un phénomène (normal ou anormal) d'amplitude importante peut masquer un défaut de moindre amplitude mais pas forcément de moindre gravité et rendre ce contrôle parfaitement inefficace (danger d'effet de masque). D'autre part, il est important de noter que ce type de surveillance par suivi d'évolution n'aura d'efficacité que s'il est possible d'obtenir des conditions de fonctionnement de la machine (charge et vitesse) sensiblement identiques d'une mesure à l'autre [27].

3-1- Exploitation des courbes de tendance pour la surveillance du compresseur 103J :

Une courbe de tendance représente l'évolution dans le temps d'un indicateur scalaire (Figure 4.2).

La prise en compte des conditions d'exploitation (charge, température, débit, pression) dans le traitement des données est indispensable dans le cas de la surveillance d'installation à paliers fluides. Pour ce type de machines, le comportement vibratoire des lignes d'arbre et des paliers peut être considérablement influencé par les conditions d'exploitation. Le tracé de la courbe de tendance d'un indicateur en fonction d'un paramètre d'exploitation peut apporter de précieux éléments pour confirmer ou infirmer des hypothèses sur la nature du défaut [27].

L'évolution d'un seul indicateur ne représente pas l'évolution de l'état vibratoire de la machine. Les courbes représentées sur la figure 4.2 représentent l'évolution de l'indicateur vitesse efficace en mm/s dans la plage fréquentielle [10 – 1 000] Hz, mesuré sur les huit paliers à huile du turbocompresseur.

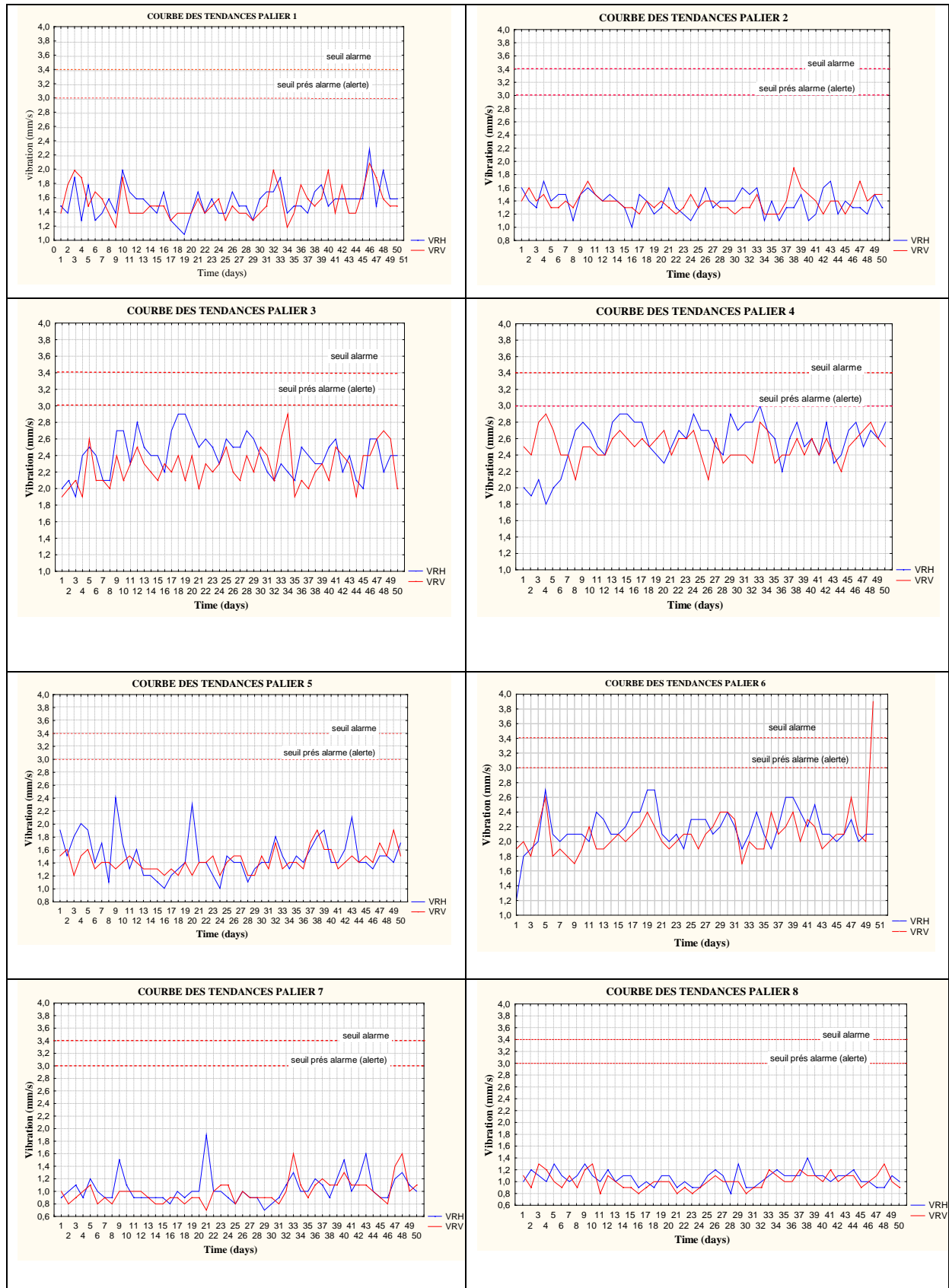


Figure 4.2 : Courbes des tendances pour les huit paliers.

Sur cette figure et pour le palier 6, on remarque une brutale augmentation de la valeur de la vitesse efficace dans la direction radiale verticale. En plus il y a un dépassement de seuil d'alarme ce qui confirme l'existence d'une avarie directionnelle (manifestation radiale).

La prise de mesure selon deux directions radiales orthogonales est nécessaire, parce que par exemple on remarque que la mesure effectuée en direction radiale horizontale sur le palier 6 reste stable ce que n'aurait pas permis la détection de défaut. La prise de mesure en direction axiale est évidemment indispensable car l'évolution de la vitesse efficace dans cette direction permet d'exclure toutes les avaries qui se manifestent dans le sens axial (voir chapitre 3).

3-2- Suivi des températures des paliers par thermographie infrarouge :

L'analyse d'images thermiques se traduit souvent par la recherche de zones singulières dont le comportement diffère du reste de l'image. C'est la raison pour laquelle les appareils disposent de nombreuses fonctions permettant d'augmenter artificiellement les contrastes locaux. Le maniement de ces fonctionnalités permet de trouver plus facilement ce qu'on cherche à mettre en évidence dans une image. Les deux fonctions les plus importantes pour l'amélioration des images thermiques (thermogramme) sont le cadrage thermique, et l'isotherme.

3-2-1- Cadrage thermique :

Le cadrage thermique est l'ajustement de l'échelle de l'image permettant d'optimiser le contraste pour les besoins de l'analyse. Le cadrage thermique suppose l'utilisation des contrôles de niveau et de gain de la camera. Lorsque la zone d'intérêt de l'image est choisie, il faut ajuster ces deux paramètres de telle sorte que les couleurs de la palette couvrent au plus juste cette partie de l'image. Les zones moins intéressantes de l'image peuvent, quant à elles, se situer en dehors de l'échelle. Elles seront alors généralement représentées en noir ou blanc.

Sur l'exemple de la figure 4.3, dans l'image de droite, le gain est plus réduit et le niveau est sensiblement plus élevé. Il en résulte un meilleur contraste. Cette image est plus facile à analyser car la zone thermique est mieux mise en évidence.

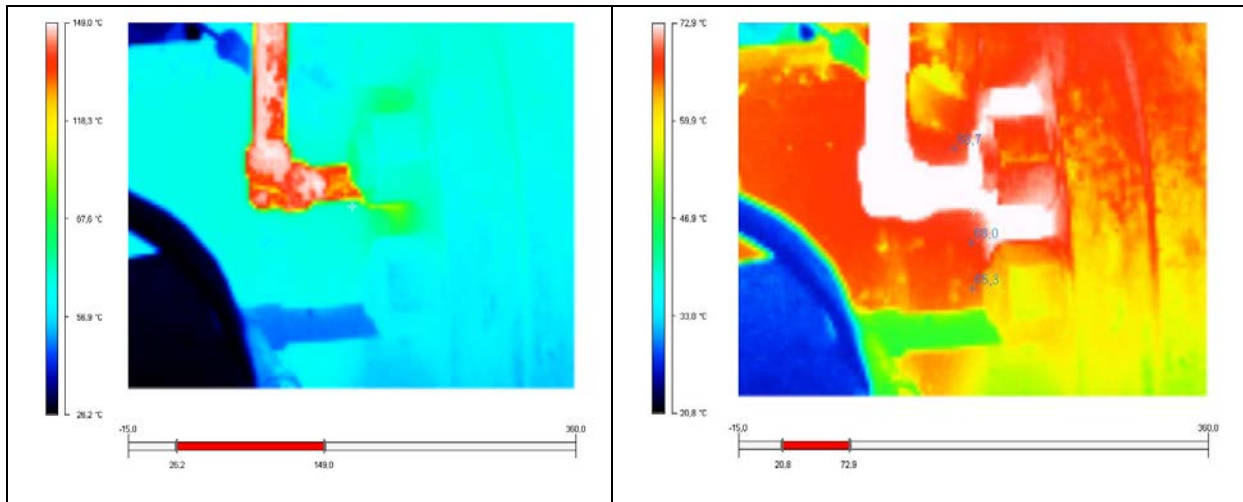


Figure 4.3 : Même palier N° 6, réglée automatiquement (gauche) et cadrée thermiquement sur le composant (droite).

3-2-2- Isotherme :

L'isotherme remplace certaines couleurs dans l'échelle par des tons opposés. Il marque un intervalle de température apparente égale. L'isotherme remplace uniquement une plage de couleurs par une autre contrastant plus avec les couleurs utilisées dans l'image. L'isotherme peut être déplacé de haut en bas sur l'échelle et élargi ou réduit selon les besoins. Un exemple est illustré sur la figure 4.4.

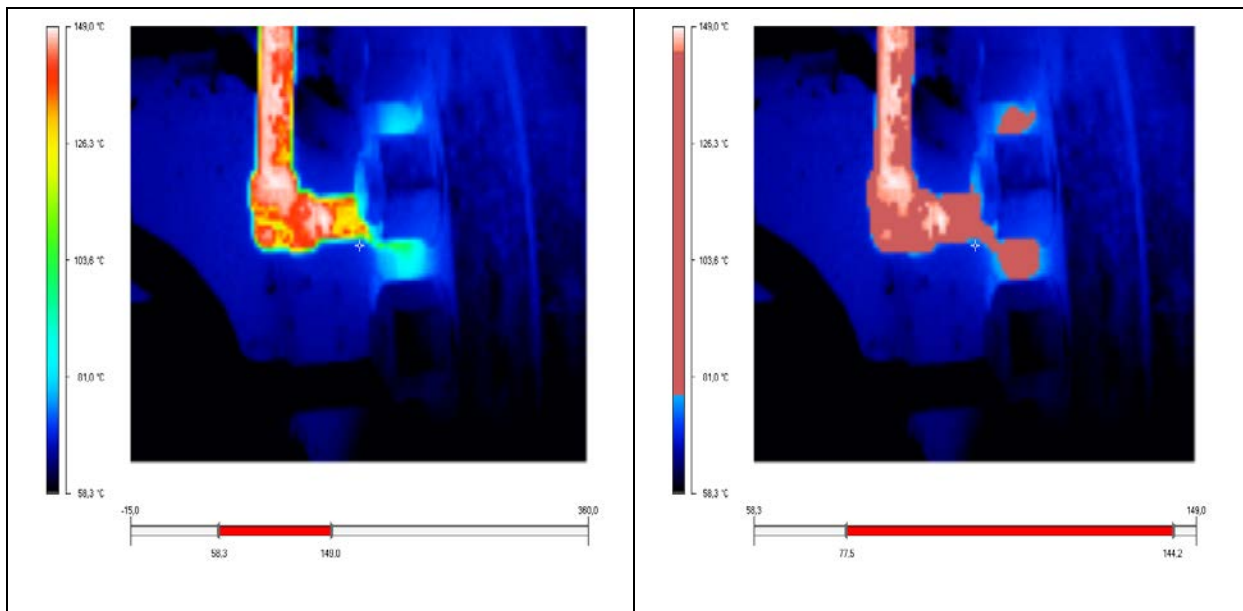


Figure 4.4 : Conduite coté palier N°6 avec une isotherme.

3-2-3- Définition d'un histogramme d'évolution en thermographie :

Comme pour l'évolution dans le temps d'un indicateur scalaire, il est possible de suivre dans le temps l'évolution de la température prise par technique infrarouge, à cet effet et par conséquent on définit l'historique d'évolution ou courbe de tendance de températures.

Le diagramme de la figure 4.5 représente l'évolution de la température mesurée sur le palier

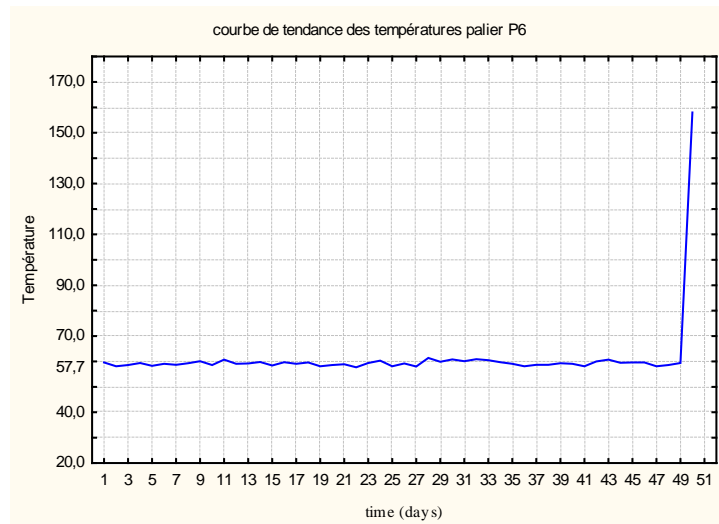


Figure 4.5 : Courbe de tendance de températures pour palier N°6.

Sur cette figure on remarque une forte évolution de la température ce qui présume l'existence d'un défaut au niveau palier N°6 d'origine thermique.

Pour des applications de sécurité et de détection, il est intéressant de définir une alarme ou un seuil. Par exemple, une alarme de type pourcentage d'évolution par rapport à la précédente mesure.

La figure 4.6 montre une série de thermogramme pour les huit paliers qui assurent le guidage en rotation de l'arbre du turbocompresseur. La caméra infrarouge mesure tous les rayonnements émis et les restitue sous forme de thermogramme : cette image thermique est composée par des niveaux de couleur, qui sont en corrélation avec les niveaux de T° mesurés en C° (il est possible d'utiliser une autre échelle des températures). Dans ce cas, par comparaison des températures des huit paliers, le thermogramme du palier 6 nous indique un échauffement anormal donc un signe d'anomalie.

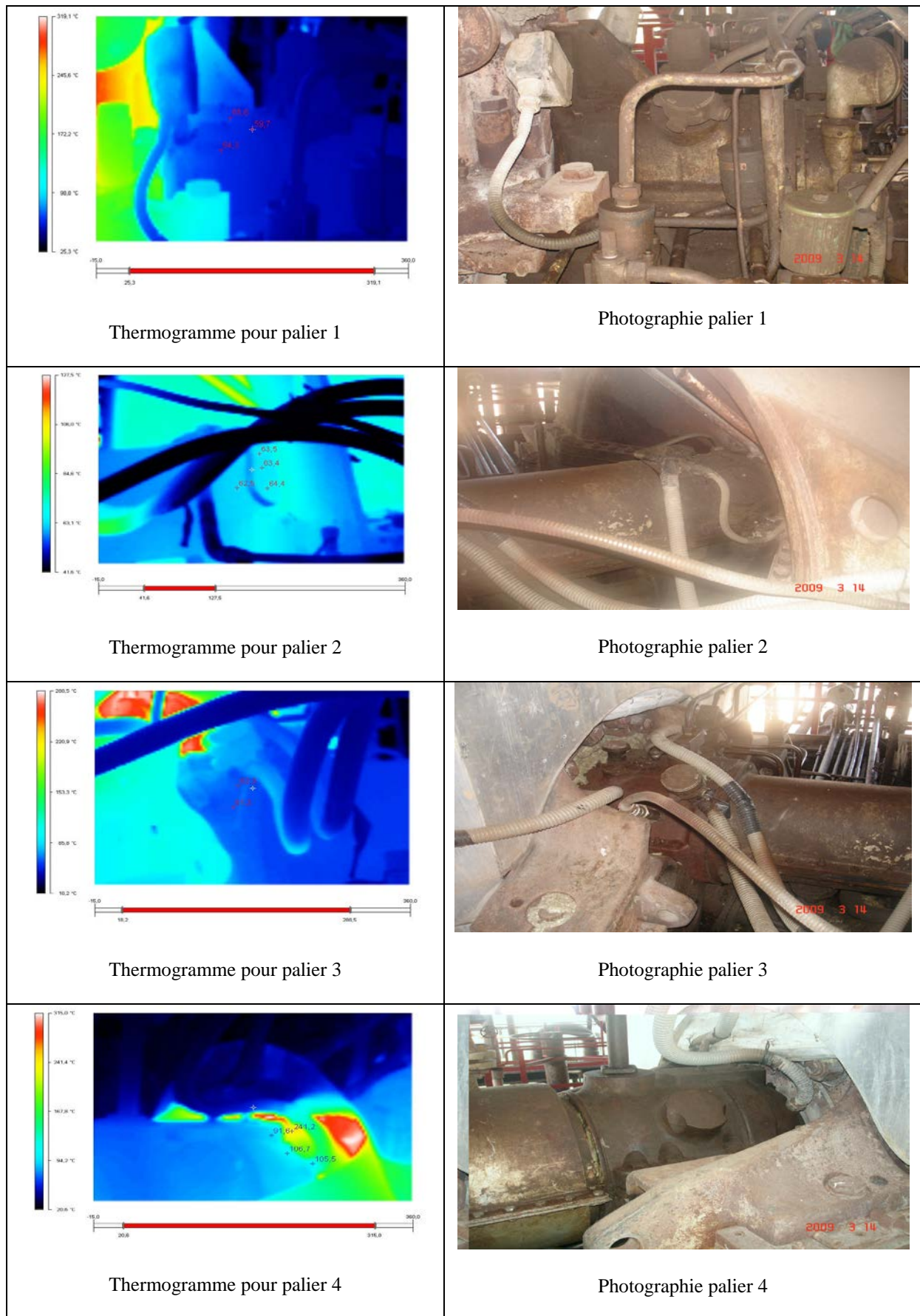


Figure 4.6 : Images visibles et thermogrammes correspondants des huit paliers

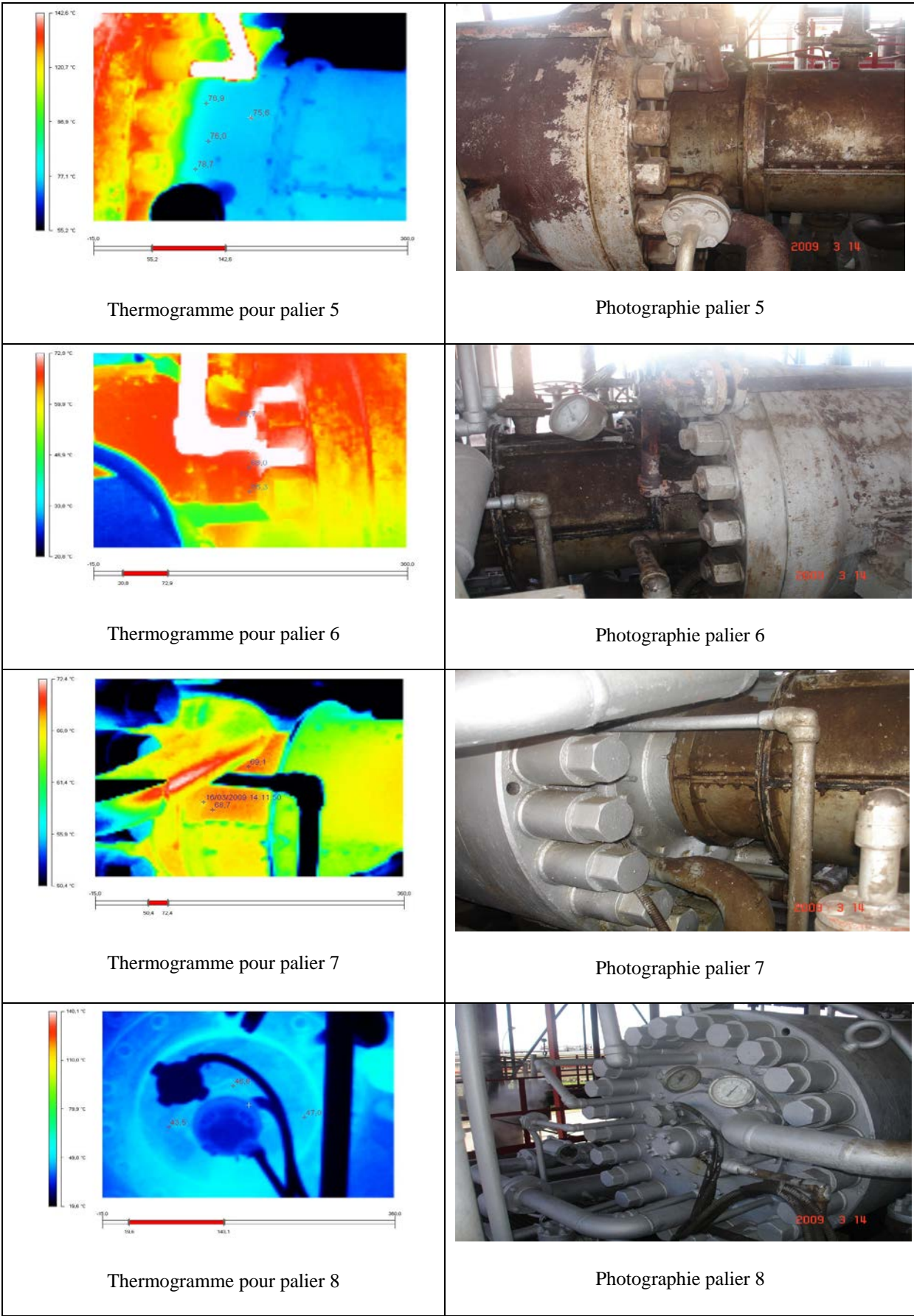


Figure 4.6 (suite) : Images visibles et thermogrammes correspondants des huit paliers

4- Prédiction de défauts combinés par réseau bayésien [36]:

4-1- Définition du problème :

Dans un cas où le défaut de balourd existe et dès l'augmentation du niveau vibratoire en basse fréquence, l'agent de maintenance chargé de suivre le turbocompresseur devient incertain que seul le balourd est la cause de cette augmentation et à ce moment là il se demande alors si le balourd est la cause de cette augmentation ou il y a un défaut de tourbillon d'huile masqué par le balourd.

4-2- Modélisation :

Tout d'abord nous commençons par la construction d'un espace probabilisé à partir des connaissances intuitives dont nous disposons et voyons comment les croyances changent. Nous avons ici quatre variables B, H, V, T, qui peuvent prendre chacune la valeur "vrai" ou "faux".

B	Défaut de balourd
H	Défaut de tourbillon d'huile
V	Passage à la valeur limite de vibration
T	Augmentation de vibration suite à une augmentation de température

À partir de nos connaissances subjectives, nous pouvons évaluer les probabilités de certains événements, soit marginales, soit conditionnellement à un autre événement. Nous pouvons également traduire le fait qu'il n'y a aucun lien a priori entre le fait que le défaut est balourd, et le fait que le défaut est tourbillon d'huile (Fig4.7).

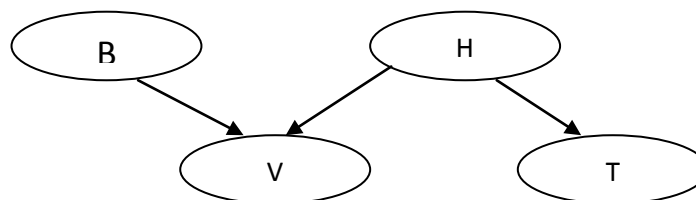


Figure 4.7 : Réseau bayésien en polyarbre modélisant le raisonnement de l'agent de maintenance.

4-3- Définition des paramètres du réseau :

Probabilités a priori (voir tableau 4.1):

D'après le fichier historique défini au chapitre III, parmi les principaux défauts qui apparaissent sur le turbocompresseur 103J, le défaut de balourd fut vraie dans 60 % des cas, donc nous pouvons caractériser notre croyance dans la valeur de vérité de B par l'emploi de probabilités, c'est-à-dire $P(B=V) = 0.6$ (probabilité de 0.6 pour que l'évènement (défaut) B soit vraie). Par conséquent $P(B=F) = 1 - P(B=V) = 0.4$

En outre, le défaut de tourbillon d'huile fut vraie dans 20 % des cas, donc nous pouvons caractériser notre croyance dans la valeur de vérité de H par l'emploi de probabilités, c'est-à-dire $P(H=V) = 0.2$ (probabilité de 0.2 pour que l'évènement (défaut) H soit vraie). Par conséquent $P(H=F) = 1 - P(H=V) = 0.8$

Défaut	probabilité	Commentaire
B = V	0.6	60% des défauts sont des défauts de balourd
B = F	0.4	
H = V	0.2	20% des défauts sont des défauts de tourbillon d'huile
H = F	0.8	

Tableau 4.1 : Table des probabilités a priori

Les informations données ci-dessus, constituent le lien entre l'utilisateur du réseau (l'agent de maintenance) et le modélisateur, car ce dernier se base sur les connaissances transmises par l'agent de maintenance dans l'identification des paramètres (probabilités) du réseau.

La définition de ces paramètres (probabilités a priori) est l'étape la plus importante dans la phase de modélisation, à cet effet un grand soin et une grande précision doivent être prises.

Probabilités conditionnelles :

La table ci-après (tableau 4.2) exprime la connaissance (1) selon laquelle le niveau vibratoire dépasse la valeur limite si, et seulement si, il y a un défaut de balourd ou il y a un défaut de tourbillon d'huile

	$B = \underline{V}$		$B = \underline{F}$	
	$H = \underline{V}$	$H = \underline{F}$	$H = \underline{V}$	$H = \underline{F}$
$V = \underline{V}$	1	1	1	0
$V = \underline{F}$	0	0	0	1
\underline{V} : "Vrai"		\underline{F} : "Faux"		

Tableau 4.2 : Table des probabilités conditionnelles pour la connaissance (1).

Enfin, la table ci-après (tableau 4.3) exprime la connaissance selon laquelle la température augmente au niveau des paliers si, et seulement si, il y à un défaut de tourbillon d'huile.

	$H = \underline{V}$	$H = \underline{F}$
$T = \underline{V}$	1	0
$T = \underline{F}$	0	1

Tableau 4.3 : Table des probabilités conditionnelles pour la connaissance (2).

4-4- Inférence dans le réseau :

Nous allons maintenant dérouler à nouveau le scénario de l'agent de maintenance, dans le cadre de notre modèle probabiliste. L'agent de maintenance s'aperçoit que le niveau vibratoire du turbocompresseur a dépassé les valeurs aux limites. (1) Il se demande alors s'il y à un tourbillon d'huile combiné avec le balourd, ou il y à simplement le balourd comme cause de dépassement de seuil en vibration. Il mesure alors la température au niveau des paliers. Et s'aperçoit qu'il y à également un échauffement anormale. Il en déduit alors (2) qu'il y à probablement un défaut combiné.

Transposée en termes de probabilités, la première question (1) que se pose l'agent de maintenance, revient à calculer et à comparer :

$$P(B = \underline{V} / V = \underline{V}) \text{ et } P(H = \underline{V} / V = \underline{V}) \tag{4.95}$$

On a (propriété d'inversion de Bayes) :

$$P(B = \underline{V} / V = \underline{V}) = \frac{P(V = \underline{V} / B = \underline{V}).P(B = \underline{V})}{P(V = \underline{V})} \quad 4.96$$

Et :

$$P(H = \underline{V} / V = \underline{V}) = \frac{P(V = \underline{V} / H = \underline{V}).P(H = \underline{V})}{P(V = \underline{V})} \quad 4.97$$

Et également (théorème de Bayes et indépendance de A et P) :

$$\begin{aligned} P(V = \underline{V}) &= P(V = \underline{V} / B = \underline{V}, H = \underline{V}).P(B = \underline{V}).P(H = \underline{V}) + \\ &P(V = \underline{V} / B = \underline{V}, H = \underline{F}).P(B = \underline{V}).P(H = \underline{F}) + \\ &P(V = \underline{V} / B = \underline{F}, H = \underline{V}).P(B = \underline{F}).P(H = \underline{V}) + \\ &P(V = \underline{V} / B = \underline{F}, H = \underline{F}).P(B = \underline{F}).P(H = \underline{F}) \end{aligned} \quad 4.98$$

D'où: $P(B = \underline{V} / V = \underline{V}) = 0,882$

$P(H = \underline{V} / V = \underline{V}) = 0,294$

Nous retrouvons ici un résultat erroné, à savoir que; la croyance en balourd est plus forte que le tourbillon d'huile.

Dans la seconde partie (2) de son raisonnement, l'agent de maintenance est alors amené à comparer $P(B = \underline{V} / V = \underline{V}, T = \underline{V})$ avec $P(H = \underline{V} / V = \underline{V}, T = \underline{V})$

Calculons tout d'abord $P(H = \underline{V} / T = \underline{V})$:

$$P(H = \underline{V} / T = \underline{V}) = \frac{P(T = \underline{V} / H = \underline{V}).P(H = \underline{V})}{P(T = \underline{V})} \quad 4.99$$

D'où:

$$P(H = \underline{V} / T = \underline{V}) = \frac{P(T = \underline{V} / H = \underline{V}).P(H = \underline{V})}{P(T = \underline{V} / H = \underline{V}).P(H = \underline{V}) + P(T = \underline{V} / H = \underline{F}).P(H = \underline{F})} \quad 4.100$$

Et finalement : $P(H = \underline{V} / T = \underline{V}) = 1$.

En d'autres termes, compte tenu de mon modèle, si la température augmente, il y a certainement un tourbillon d'huile! En revenant à la définition des probabilités, on peut montrer que si $P(A) = 1$, alors $P(A/B) = 1$. Donc :

$$P(H = \underline{V} / T = \underline{V}) = P(H = \underline{V} / V = \underline{V}, T = \underline{V}) = 1$$

4-5- Discussions des résultats (voir Figure 4.8):

A partir de ce résultat les croyances ont changées, et l'agent de maintenance est devenu certain et peut prendre la décision que le défaut n'est pas seulement le balourd, mais il est combiné avec un tourbillon d'huile, qui apparaît dans la même plage fréquentielle sur un spectre vibratoire.

Le tourbillon d'huile peut être plus dangereux que le défaut de balourd, même si l'amplitude du deuxième est plus importante que celle du premier.

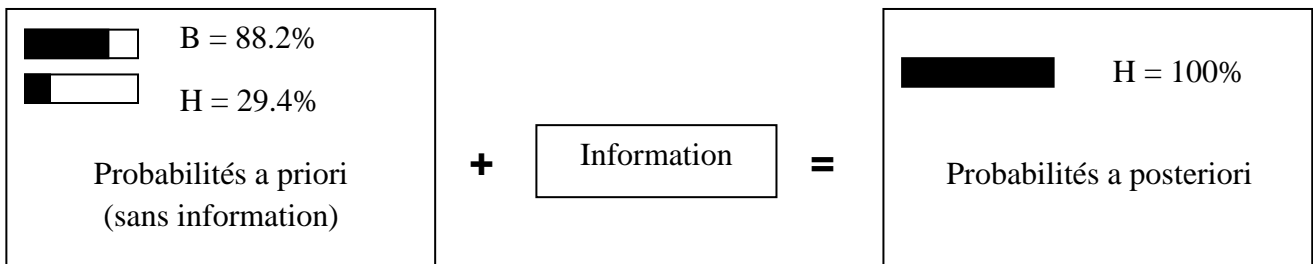


Figure 4.8 : Changement des croyances en présence d'information.

5- Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté deux techniques de surveillance : l'analyse des vibrations et l'analyse des températures.

Dans un premier lieu nous avons utilisé l'analyse vibratoire. Cette analyse est très utilisée pour la surveillance des machines stratégiques à paliers fluides, mais un de ces outils est moins utilisé ; c'est l'exploitation des courbes de tendance. Dans notre application sur le turbocompresseur nommé 103J nous avons trouvé des résultats qui donnent un aperçu sur l'intérêt des courbes de tendance pour réaliser une surveillance vibratoire conséquente.

La prise des mesures de vibration dans un seul sens n'est pas satisfaisante, et peut induire des erreurs fatales, à cet égard il est important que les mesures soient dans les deux sens radial horizontale et verticale (cas de figure 4.2).

Dans un second lieu nous avons montré l'aide précieuse que peut apporter la thermographie infrarouge pour la surveillance des équipements à paliers fluides surtout avec les caractéristiques thermiques des paliers hydrodynamiques (voir chapitre 3) et les caractéristiques physico-chimiques des huiles lubrifiantes. La figure 4.6 présente une application pour la détection de défaut de tourbillon d'huile sur le palier N°6.

En fin de chapitre nous avons montré une nouvelle manière de pensée, nous avons utilisé le raisonnement bayésien pour la prise de décision dans un environnement incertain afin de faciliter le diagnostic de défaut combiné, par deux défauts dans le même domaine fréquentiel et qui n'ont pas les mêmes amplitudes. En outre nous avons montré comment les croyances change en présence d'information.

L'utilisation essentielle des réseaux bayésiens est donc de calculer des probabilités conditionnelles d'événements reliés les uns aux autres par des relations de cause à effet, dans ce chapitre nous avons remarqué que :

- Ces résultats sont quantitatifs ;
- Les calculs mis en œuvre, même sur des cas très simples, sont lourds.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Lorsque des signes sont jugés anormaux se manifestent, le diagnostic s'impose et doit être engagé. Diagnostiquer c'est trouver une relation entre des situations observées, caractérisées par des descripteurs qualitatifs et quantitatifs à des causes. Etablir un diagnostic c'est confirmer un comportement normal ; c'est reconnaître les états susceptibles d'entraîner les défaillances d'une manière précoce.

Les réseaux bayésiens reposent sur un formalisme basé sur les théories des probabilités et des graphes. Une difficulté essentielle de ces réseaux se situe précisément dans l'opération de transposition du graphe causal à une représentation probabiliste. Même si les seules tables de probabilités nécessaires pour définir entièrement la distribution de probabilité sont celles d'un nœud conditionné par rapport à ses parents, il reste que la définition de ces tables n'est pas toujours facile pour un expert.

La qualité d'un diagnostic est d'autant plus grande que les éléments utilisés sont nombreux, variés et convenables. Une probabilité est toujours associée à un diagnostic et un des moyens d'exploitation de cette probabilité est l'utilisation des réseaux bayésiens dites réseaux probabiliste causaux. Nous avons ainsi proposé une méthodologie de prédiction d'avaries des machines tournantes par réseaux bayésiens.

Les calculs des différents énergies et travaux virtuels ont été développés dans le premier chapitre ce qui nous à permis de définir les équations de mouvements d'un rotor, sans second membre (l'étude de stabilité, équations 1.43 et 1.44), et avec un second membre (cas de force d'excitation de type balourd, équations 1.55 et 1.55), tout d'abord par la méthode de Rayleigh-Ritz pour mettre en évidence des phénomènes de base, et ensuite par la méthode des éléments finis pour étudier un cas réel (figure 1.5). Ce dernier modèle et à travers la simulation nous à montrer qu'on présence d'une éventuelle instabilité du rotor (défaut dans le palier), la réponse de ce dernier à une force d'excitation de type balourd influe directement sur les vitesses critiques des différents nœuds constituant le modèle (figures 1.13, 1.15, 1.20, et 1.22).

L'analyse des figures 1.24, 1.25, 1.26, 1.27, 1.28, et 1.29 nous à permis de conclure que les fréquences ainsi que les seuils d'instabilité diminuent avec l'augmentation de la longueur de rotor, et ils diminuent quand l'amortissement interne lié au matériau augmente (l'amortissement de l'aluminium est plus grand que celui de l'acier). Donc et à partir de là

nous aurons une idée à priori sur le comportement dynamique du rotor dans le cas stable et instable, le cas de géométrie différentes, et de matériaux différents. Ce qui nous permet d'optimiser la conception des machines.

Dans le second chapitre nous avons présenté les réseaux bayésiens de manière plus approfondie. Après la définition formelle d'un réseau bayésien, nous avons présenté le principe de fonctionnement et les calculs associés. Nous avons alors détaillé le fonctionnement d'un réseau en étudiant les différentes relations possibles entre les nœuds (discrets et continus). Nous avons présenté essentiellement les aspects méthodologiques, ou en à essayer de répondre aux trois questions suivantes : pourquoi, où (dans quelles applications) et comment utiliser des réseaux bayésiens. Ainsi, nous avons brièvement présenté ce que sont les réseaux bayésiens dynamiques, les réseaux bayésiens orientés objet ainsi que les diagrammes d'influence.

Dans le troisième chapitre, nous nous sommes intéressés aux machines tournantes, aux éléments constitutifs, et aux différents défauts qui peuvent apparaître sur ces machines. Ainsi les machines vitales dites aussi stratégiques, les propriétés mécaniques et tribologiques des paliers hydrodynamiques, et le coût considérable d'une panne donnent à la surveillance des machines à paliers fluides par analyse vibratoire une grande importance. A cet effet il est indispensable de quantifier globalement les vibrations d'une machine par une mesure d'amplitude. Le besoin est ensuite rapidement apparu de fixer des seuils à ces valeurs et de connaître les amplitudes et les fréquences des composantes prépondérantes. Enfin, la possibilité de relier les fréquences de chaque composante vibratoire aux différentes forces dynamiques engendrées par le fonctionnement normal ou anormal de la machine et d'en interpréter les évolutions est devenue une meilleure méthode de diagnostic.

Nous avons pu voir dans le dernier chapitre, l'intérêt des courbes de tendance dans le suivi du comportement dynamique d'un turbocompresseur d'une part, et l'établissement d'un prédiagnostic d'autre part (figure 4.2). Ensuite nous avons utilisé la thermographie infrarouge pour la détection de défauts de nature thermique (figures 4.3, 4.4, et 4.6). Ce chapitre a permis également d'illustrer la méthode proposée (méthode bayésienne) sur un exemple concret de diagnostic de défauts combinés sur le turbocompresseur. Nous avons alors pu voir le changement de croyances de l'agent de maintenance suite à l'utilisation de cet outil d'aide au diagnostic.

Les perspectives de ces travaux sont nombreuses. Concernant la détection, et la surveillance de machines tournantes, l'utilisation des réseaux bayésiens peut être élargie à l'ensemble des éléments et par conséquent à l'ensemble des défauts. Dans un premier temps une étude AMDEC permet de recenser les défauts à détecter lors des opérations de maintenance. Il s'agit de cerner les conditions de travail, et les types d'avaries à identifier. Une seconde étape vise à définir les probabilités d'occurrence par l'exploitation du fichier historique et le retour d'expérience définis en troisième chapitre. La dernière étape consiste à construire le réseau bayésien le plus représentatif du problème en utilisant un processus d'apprentissage.

Enfin, les perspectives les plus directes et les plus intéressantes tiennent dans l'application des extensions des réseaux bayésiens. En effet, il serait possible de modéliser la méthode proposée par réseaux bayésiens dynamiques, afin de pouvoir représenter plus facilement les défauts évolutifs.

Pour conclure, la prédiction d'avaries dans la phase conception par la maîtrise du comportement dynamique des rotors reste un domaine d'actualité de recherche et ouvre les champs vers d'autres problématiques surtout avec l'arrivée de nouveaux matériaux. Dans la phase exploitation de la machine nous estimons que les réseaux bayésiens sont un outil prometteur dans le domaine de la surveillance et du diagnostic, une nouvelle voie malheureusement très peu exploitée jusqu'à présent et qui mériterait d'être davantage approfondie dans l'avenir.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Bernard MECHIN, maintenance : concepts et définitions. Techniques de l'ingénieur, article MT 9030.
- [2] LALANNE (M.) et FERRARIS (G.). Rotordynamics Prediction in Engineering. J. Wiley. 1990.
- [3] Rim SINO, Comportement dynamique et stabilité des rotors : application aux rotors composites. Thèse de doctorat, Spécialité : mécanique – génie mécanique – génie civil, INSA Lyon, 2007.
- [4] Michel LALANNE Guy FERRARIS, Dynamique des rotors en flexion. Techniques de l'ingénieur.
- [5] Jose M. Bernardo and Adrian F. M. Smith, BAYESIAN THEORY. John Wiley & Sons, Inc, 1994.
- [6] Richard E. Neapolitan, Learning Bayesian Networks. Prentice Hall, publisher, 2003.
- [7] Sylvain PIECHOWIAK, Intelligence artificielle et diagnostic. Techniques de l'ingénieur, article S 7 217.
- [8] Finn V. Jensen and Thomas D. Nielsen, Bayesian Networks and Decision Graphs. Springer Science + Business Media, LLC, 2007.
- [9] Patrick Naim, Pierre-Henri Wuillemin, Philippe Leray, Olivier Pourret, et Anna Becker. Réseaux bayésiens – 2 ème édition. Eyrolles, 2004.
- [10] James O. Berger, Statistical Decision Theory and Bayesian Analysis. Springer-Verlag New York Inc, 1985.
- [11] Sylvain VERRON, diagnostic et surveillance des processus complexes par réseaux bayésiens. Thèse de doctorat, Spécialité : Sciences de l'ingénieur, université d'angers, 2007.
- [12] G. Celeux, F. Corset, A. Lannoy, B. Ricard, Designing a Bayesian network for preventive maintenance from expert opinions in a rapid and reliable way. Reliability Engineering and System Safety, Volume 91, Issue 7, July 2006, Pages 849-856. Elsevier Science Ltd, 1995.

Références Bibliographiques

- [13] Kahan N'GUESSAN, Méthodes et outils d'aide au diagnostic et à la maintenance des tableaux électriques généraux par le suivi des grandeurs physiques caractéristiques et de leur fonctionnement. Thèse de doctorat, Spécialité : Génie Electrique, INP Grenoble, France, 07 décembre 2007.
- [14] Lionel Torti et Pierre-Henri Wuillemin, Modélisation de réseaux bayésiens de très grandes tailles. MANifestation des JEunes Chercheurs en Sciences et Technologies de l'Information et de la Communication, Avignon, France, du 16 au 18 novembre 2009.
- [15] Uffe B. Kjærulff and Anders L. Madsen, Bayesian Networks and Influence Diagrams : A Guide to Construction and Analysis. Springer Science+Business Media, LLC, 2008.
- [16] François Olivier, De l'identification de structure de réseaux bayésiens à la reconnaissance de formes à partir d'informations complètes ou incomplètes. Thèse de doctorat, spécialité informatique, génie traitement du signal, l'Institut National des Sciences Appliquées de Rouen, France, 28 novembre 2006.
- [17] Nader Ebrahimi, Bayesian framework for prediction of future number of failures from a single group of units in the field. Reliability Engineering and System Safety, Volume 94, Issue 3, March 2009, Pages 773-775. Elsevier Science Ltd, 2009.
- [18] T.S. Kim, C.S. Park, S.E. Ahn, Determining the optimal maintenance action for a deteriorating repairable system .Probabilistic Engineering Mechanics, Volume 23, Issue 1, January 2008, Pages 95-101. Elsevier Science Ltd, 2008.
- [19] Christian P. Robert, Le choix bayésien : Principes et pratique. Springer-Verlag France, Paris, 2006.
- [20] Éric Parent et Jacques Bernier, Le raisonnement bayésien : Modélisation et inférence. Springer-Verlag France, Paris, 2007.
- [21] Roland Bigret et Jacques-louis Féron. Diagnostic - maintenance - disponibilité des machines tournantes : modèles – mesurages - analyses des vibrations. Masson, paris, 1994.
- [22] Jean FRÊNE, Butées et paliers hydrodynamiques. Techniques de l'ingénieur, article B 5320.

Références Bibliographiques

- [23] Jean BOUYER, Étude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères. Thèse de doctorat, Spécialité : génie mécanique, productique, transport, université de Poitiers, France, 14 Octobre 2003.
- [24] Johannes Brändlein, Paul Eschmann, Ludwig Hasbargen, Karl Weigand, Ball and Roller Bearings: Theory, Design and Application. John Wiley & Sons, Inc, 1999.
- [25] Jean-Marie MÉRIGOUX, Ventilateurs. Compresseurs - Aspects technologiques. Techniques de l'ingénieur, article BM 4 501.
- [26] Hatto Schneider, Technique d'équilibrage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003.
- [27] Alain Boulenger et Christian Pachaud, analyse vibratoire en maintenance : surveillance et diagnostic des machines. Edditions Dunod/L'Usine Nouvelle, 2003.
- [28] Landolsi Foued, Cours de techniques de surveillance. Site internet : <http://www.technologuepro.com/cours-genie-mecanique/cours-1-techniques-surveillance/>
- [29] Jean Héng. Pratique de la maintenance préventive. Dunod, 2002.
- [30] Bernard MECHIN, Documentation de la fonction maintenance. Techniques de l'ingénieur, article AG 4850.
- [31] Anthony Kelly, Maintenance Systems and Documentation. Elsevier Ltd, 2006.
- [32] Claire BRENEUR, Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements. Thèse de doctorat, Spécialité : mécanique, institut national des sciences appliquées de lyon, France, 12 Décembre 2002.
- [33] M.T. Dekhmouche, A.E. Hadjadj, and A. Lakehal, New Strategy of Turbo-Compressor Maintenance. Medwell online journals, 2007, Asian journal of information technology 6(5): 548-552, 2007.
- [34] Gilles Zwingelstein. Diagnostic des défaillances – théorie et pratique pour les systèmes industriels : Hermès 1995.
- [35] Willy Roed and Terje Aven, Bayesian approaches for detecting significant deterioration, Reliability Engineering & System Safety, Volume 94, Issue 2, February 2009, Pages 604-610 Elsevier Science Ltd, 2009.

Références Bibliographiques

[36] Hadjadj Aoul Elias*† and Lakehal Abdelaziz, Combined Anomalies Prediction Using the Bayesian Theory. Quality and Reliability. Engineering international, Volume 28, 2012, pages 363–367. John Wiley & Sons, Ltd.