REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Dr. Yahia Farés de MEDEA

جامعة الدكتور يحيى فارس المدية



Faculté de Technologie
Département du Génie Mécanique

Projet de fin d'études de Master

DOMAINE : Sciences et Technologie
FILIERE : Génie Mécanique
SPECIALTE : Construction Mécanique

Analyse dynamique et étude de la stabilité d'un système rotor-paliers

Cas de la turbine à gaz de la centrale électrique El Hamma II - Alger

Proposé par : **Dr Nasreddine AMOURA**
Dr Djilali BOUKHELEF

Présenté par : **M. Seddik Hocine BENSEGHIR**

Encadrement entreprise : M. Abdelkrim KHELEF

2020/2021

Remerciements

Je remercie infiniment mes parents et ma famille sans lesquels je n'aurais rien pu faire, mes amis et aussi tous les enseignants qui m'ont beaucoup appris. Je remercie tous ceux qui m'ont soutenu et accompagné tout au long de ce « grand périple ».

Mes remerciements à Mr Nasreddine AMOURA, mon promoteur qui a été, à mon encontre et jusqu'au bout, armé d'une patience incroyable, et aussi mon Co-promoteur Mr Djilali BOUKHELEF pour tous ses conseils avisés et ses enseignements.

Mes remerciements aussi à Mr Chafik CHENOUF pour m'avoir orienté et à Mrs MEDDOUR Abdelmadjid et KHELEF Abdelkrim pour leur chaleureux accueil et accompagnement durant mon stage, ainsi qu'à toute l'équipe de la centrale El Hamma II.

Résumés

الملخص

الهدف من هذا المشروع، الخاص بنهاية دراسات الماستر في إنشاء الميكانيكي، هو تحليل السلوك الديناميكي لدوار التور بينات الغازية، نموذج Siemens EA94.3A.

الجزء المتحرك عبارة عن عنصر محدود تم تصميمه باستخدام عناصر الحزمة والقرص التي تأخذ في الاعتبار العطالة الدورانية. تم تصميم المحامل باستخدام عناصر خاصة لإدخال الصلابة والتخميد المرتبط بها. أتاح التحليل النموذجي تحديد الترددات الحرجة للدوار ودراسة تأثير التخميد في المحامل على استقرار الأوضاع الحرجة. أتاحت دراسة ثانية تحديد اتساع الاهتزازات الناتجة عن إدخال عدم التوازن في ثلاثة مواقع متميزة (الضاغط والتوربين ومركز كتلة الدوار). جعلت مقارنة السعات الناتجة مع الحدود التي فرضتها الشركة المصنعة من الممكن تحديد قيم عدم الاتزان القصوى التي لا يجب تجاوزها أثناء التوازن الديناميكي للدوار.

Abstract

The objective of this graduation project in mechanical construction studies is to analyze the dynamic behavior of the rotor of a gas turbine, model Siemens EA94.3A. The rotor is modeled by finite elements using beam and disc elements which take the rotational inertia into account. The bearings are modeled using special elements in order to introduce the rigidity and damping associated at each bearing. The modal analysis made it possible to determine the critical frequencies of the rotor and to study the influence of damping on the stability of the critical modes. A second study made it possible to determine the amplitudes of the vibrations induced by the introduction of an unbalance in three distinct locations (compressor, turbine and rotor center of mass). A comparison of the amplitudes produced with the limits imposed by the manufacturer made it possible to determine the maximum unbalance values not to be exceeded during dynamic balancing of the rotor.

Résumé

L'objectif de ce projet, de fin d'études de master en construction mécanique, est d'analyser le comportement dynamique du rotor d'une turbine à gaz, modèle Siemens EA94.3A.

Le rotor est modélisé par éléments finis en utilisant des éléments poutres et disques qui tiennent compte de l'inertie rotative. Les paliers sont modélisés en utilisant des éléments spéciaux afin d'introduire les rigidités et les amortissements afférents à chaque palier. L'analyse modale a permis de déterminer les fréquences critiques du rotor et d'étudier l'influence de l'amortissement dans les paliers sur la stabilité des modes critiques. Une seconde étude a permis de déterminer les amplitudes des vibrations induites par l'introduction d'un balourd en trois endroits distinct (Compresseur, turbine et centre de masse du rotor). Une comparaison des amplitudes produites aux limites, imposées par le constructeur, a permis de déterminer les valeurs maximales des balourds à ne pas dépasser lors de l'équilibrage dynamique du rotor.

Table des Matières

Remerciements

Résumés

Table des Matières

Liste de figures 10

Liste de Tableaux 12

Liste des abréviations 12

Introduction générale 13

Chapitre I

Généralités sur les machines tournantes et le turbocompresseur de la centrale El HAMMA II

I.1 Introduction 16

I.2 Histoire des turbomachines [1] 16

I.3 Composants d'une machine tournante [2] 17

I.3.1 Les paliers 17

I.3.2 Le Rotor [3] 18

I.3.3 Les stators et les bases [2] 20

I.4 Présentation de la centrale HAMMA II [4] 22

I.4.1 Situation [5] 22

I.4.2 Caractéristiques générales de l'unité de la centrale 23

I.4.2.1 Le compresseur 24

I.4.2.2 Chambre à combustion 25

I.4.2.3 La turbine 25

I.4.3 Caractéristique constructives générales 26

I.4.4 Dimensions et poids 26

I.4.5 Description générale de la Turbine à gaz V94.3A 26
I.4.5.1 Caractéristiques techniques de la turbine à gaz 27
I.4.5.2 Démarrage et mise à l'arrêt en cycle simple MB [5] 27
I.4.6 Description détaillée de la turbine à gaz 28
I.4.6.1 Le compresseur 28
I.4.6.2 La turbine 28
I.4.6.3 Enveloppe du compresseur et de la turbine 29
I.4.6.4 Le rotor 29
I.4.6.5 Le système de refroidissement de la turbine 30
I.4.6.6 Le système de drainage 30
I.4.6.7 Les paliers 30
I.4.6.8 Le système de virage 30
I.4.6.8.1 Vireur 30
I.4.6.8.2 Virage de secours 30
I.4.6.8.3 Virage manuel 30
I.4.6.9 Chambre à combustion 31
I.4.6.10 Les circuits de la turbine à gaz 32
I.4.6.10.1 Le circuit de combustible liquide 32
I.4.6.10.2 Le circuit d'eau de balayage 32
I.4.6.10.3 Le circuit de refroidissement 32
I.4.6.10.4 Le circuit de combustible gazeux 32
I.4.6.10.5 Le procédé d'allumage 32
I.4.6.10.6 Le circuit d'inertisation 33
I.4.6.10.7 Le circuit d'allumage 33
I.4.6.11 Le système d'huile de graissage 33
I.4.6.11.1 La cuve 33
I.4.6.11.2 La pompes à huile de graissage principale 34
I.4.6.11.3 La pompe à huile de graissage de secours 34

I.4.6.11.4 Pompe à huile de soulèvement 34
I.4.7 Système de régulation et de protection mécanique 34
I.4.7.1 Système anti pompage 34
I.4.7.2 Système hydraulique 35
I.4.8 Instrumentation de la TG 35
I.4.8.1 Mesurage de la vitesse 35
I.4.8.2 Mesurage des vibrations du corps 35
I.4.8.3 Mesurage des températures du métal des paliers 35
I.4.8.4 Température des gaz à l'échappement de la turbine 35
I.4.8.5 Surveillance des flammes 36
I.4.9 Filtration d'air et circuit d'aspiration et échappement de la TG 36
I.4.9.1 Système de prise d'air pour la TG 36
I.4.9.2 Système d'échappement 37
I.5 Conclusion 37

Chapitre II

Analyse vibratoire des machines tournantes

II.1 Introduction 39
II.2 Généralités 39
II.3 Nature des vibrations 40
II.4 Représentation spectrale (ou fréquentielle) 42
II.5 Méthodes d'étude des vibrations 42
II.5.1 Mesure de la valeur globale 43
II.5.2 Techniques de résonance utilisées pour le dépistage des défauts de roulements 44
II.5.3 Analyse spectrale (ou analyse fréquentielle) 45
II.6 Détection par l'analyse spectrale des principaux défauts des machines tournantes 46
II.6.1 Phénomènes provoquant des Pics synchrones aux fréquences propres du rotor 47
II.6.1.1 Balourd 47

II.6.1.2 Désalignement....47
II.6.1.3 Mauvais serrage mécanique....47
II.6.1.4 Dommages à l'équipement (dent défaillante)....48
II.6.1.5 Tourbillonnement de film d'huile (manque d'huile)....48
II.6.1.6 Excitation hydrodynamique (cavitation)....48
II.6.1.7 Courroie de transmission en mauvais état....48
II.6.2 Phénomènes créant des pics à des fréquences indépendantes à celle du rotor....49
II.6.2.1 Vibrations de machines voisines....49
II.6.2.2 Vibrations d'origine électrique....49
II.6.2.3 Résonance de la structure ou du rotor....49
II.6.3 Phénomènes qui modifient des composantes aléatoires du spectre....49
II.6.3.1 Cavitation....49
II.6.3.2 Ecaillage des roulements....50
II.6.3.3 Frottements....50
II.6.4 Chaîne de mesure....50
II.6.4.1 Les capteurs....51
II.6.4.2 Les enregistreurs....51
II.6.4.3 Les analyseurs....52
II.6.4.3.1 Appareils de mesure globale....52
II.6.4.3.2 Appareils à filtre accordable....52
II.6.4.3.3 Filtre à pourcentage constant....52
II.6.4.3.4 Filtre à largeur de bande constante....52
II.6.4.3.5 Analyseurs du spectre en temps réel....53
II.6.5 Fonctions auxiliaires....53
II.6.5.1 Zoom....53
II.6.5.2 Différenciation et intégration....53
II.6.5.3 Comparaison de spectres....54
II.6.5.4 Comparaison de spectres avec correction de vitesse de rotation....54

II.7 Conclusion 54

Chapitre III

Equilibrage des machines tournantes

III.1 Introduction 56
III.2 Notions de balourds 57
III.2.1 Balourds 57
III.2.2 Origine des balourds 58
III.2.3 Balourd résiduel admissible 58
III.2.4 Conséquence des balourds sur les rotors 58
III.3 Assemblage des pièces 60
III.4 Rotors rigides et flexibles 60
III.4.1 Classification des équilibrages 60
III.4.2 Critères d'équilibrage 60
III.4.3 Vitesse d'équilibrage 61
III.5 Pratique de l'équilibrage 61
III.5.1 Équilibrage en atelier ou sur banc d'essai 61
III.5.2 Équilibrage sur site (ou sur le terrain) 63
III.6 Techniques d'équilibrage 65
III.6.1 Disposition de balourds correcteurs 65
III.6.2 Balourds correcteurs 65
III.7 Principe de l'équilibrage [7] 67
III.7.1 Bases de l'équilibrage 67
III.7.1.1 Le balourd statique : 67
III.7.1.2 Le couple de balourd : 68
III.7.1.3 Le balourd dynamique : 68
III.7.2 Équilibrage statique et équilibrage dynamique 69
III.7.2.1 Équilibrage statique ou équilibrage en un plan 69

III.7.2.1.1 Préparation de la mesure 70
III.7.2.1.2 Déroulement de l'équilibrage 71
III.7.2.2 Équilibrage dynamique ou équilibrage en deux plans 71
III.7.2.2.1 Préparation de la mesure 73
III.7.2.2.2 Déroulement de l'équilibrage 73
III.7.2.2.2.1 Méthode classique par calcul logiciel 73
III.7.2.2.2.2 Représentation des vibrations à l'aide de variable complexe 74

Chapitre IV

Etude de la stabilité du rotor de la turbine à Gaz : Siemens EA94.3A

IV.1 Introduction [8] 77
IV.2 Modélisation des rotors et des paliers [8] 77
IV.3 Etude de la stabilité des machines tournantes 78
IV.4 Modélisation numérique 79
IV.5 Propriétés géométriques [4] 79
IV.6 Résultats et discussions 80
IV.6.1 Vitesses critiques et réponses au déséquilibre 81
IV.6.2 Effet de l'amortissement des paliers sur la stabilité du système 82
IV.6.3 Effet vibratoire du balourd résiduel sur le système 86
IV.6.3.1 Balourd au niveau du compresseur 88
IV.6.3.2 Balourd au niveau de la turbine 91
IV.6.3.3 Balourds au niveau du compresseur et de la turbine 94
IV.6.3.4 Balourd au niveau du centre de masse du rotor 97
IV.7 Conclusions 100
Conclusion générale 102
Références Bibliographiques 104
Annexes 106

Liste de figures

Figure I.2-1 Turbine hydraulique construite en 1832 [1] 17
Figure I.3-2 Schéma de rotor entre paliers 18
Figure I.3-2 Schéma synoptique d'un palier 18
Figure I.3-4 Turbine à gaz industrielle, rotor de la turbine libre de puissance 19
Figure I.3-4 Schéma de rotor en porte-à-faux 19
Figure I.3-5 Ligne de rotation 20
Figure I.4-1 Situation de l'unité d'EL HAMMA II 22
Figure I.4-2 Schéma de principe de la turbine à gaz 24
Figure I.4-3 Schéma de la turbine à gaz V94-3A 26
Figure I.4-4 Compresseur de la turbine à gaz V94.3A de Siemens 28
Figure I.4-5 Les quatre étages de la turbine et l'aubage 29
Figure I.4-6 Rotor de la turbine V94.3A 29
Figure I.4-7 Vue interne de la chambre de combustion 31
Figure I.4-8 Coupe du système de prise d'air 37
Figure II.3-1 Exemple de signaux harmoniques périodiques 40
Figure II.3-2 Illustration des trois types de signaux amorties 41
Figure II.4-1 Illustration spectale 42
Figure II.5-1 Différentes manières de mesurer l'amplitude en valeur globale 43
Figure II.5-2 Exemple typique du tracé d'un spectre 45
Figure II.6-1 Exemples de spectres de défauts [22] 46
Figure II.6-3 Illustration d'un capteur sur un palier [23] 51
Figure II.6-3 Illustration d'un accéléromètre (capteur) [24] 51
Figure II.6-4 Illustration d'un analyseur réseaux Rohde&Schwarz 52
Figure II.6-5 Analyse spectrale FFT de la turbine d'Adrar [21] 54
Figure III.2-1 Représentation d'une force centrifuge 57
Figure III.3-1 Rotor de turbine à vapeur industrielle 60
Figure III.5-1 Équilibrage de rotor de moteur électrique entraîné par courroie 62
Figure III.5-2 Entraînement du rotor à équilibrer par un moteur à vitesse variable à courant continu 62
Figure III.5-3 Equilibreuse SCHENCK R2N 63
Figure III.5-4 Equilibrage in situ 64

Figure III.5-5 Indicateurs d'équilibrage 64
Figure III.6-1 Rotor symétrique simple : dispositions types de balourds correcteurs 65
Figure III.6-2 Balourds correcteurs mécaniques réglables 65
Figure III.6-3 Rainure et masses d'équilibrage d'une turbines à gaz de Boufarik [25] 66
Figure III.7-1 Représentation d'un balourd statique 67
Figure III.7-2 Représentation d'un balourd couple 68
Figure III.7-3 Représentation d'un balourd dynamique 68
Figure III.7-4 Disque tournant avec une excentration e du centre de masse G 68
Figure III.7-5 Exemple de rotor balourdé pouvant être déterminé par simple balancement sur des couteaux 69
Figure III.7-6 Exemple de graduation du rotor 70
Figure III.7-7 Equilibrage graphique en 1 plan 71
Figure III.7-8 Ce rotor doit être équilibré en plusieurs plans 72
Figure III.7-9 Couple de balourd sur un disque voilé 73
Figure III.7-10 Un rotor en état flexible doit être équilibré en plus de 2 plans 73
Figure IV.6-2 Diagramme de Campbell du turbocompresseur 81
Figure IV.6-3 Diagramme de Campbell avec dix fois plus d'amortissement 82
Figure IV.6-4 Diagramme de Campbell avec cent fois plus d'amortissement 83
Figure IV.6-5 Diagramme de Campbell avec dix fois moins d'amortissement 84
Figure IV.6-6 Diagramme de Campbell avec cent fois moins d'amortissement 85
Figure IV.6-7 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm par rapport au Compresseur 88
Figure IV.6-8 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm par rapport au Compresseur 89
Figure IV.6-9 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm par rapport au Compresseur 90
Figure IV.6-10 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm par rapport à la Turbine 91
Figure IV.6-11 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm par rapport à la Turbine 92
Figure IV.6-12 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm par rapport à la Turbine 93
Figure IV.6-13 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm (Compresseur + Turbine) 94
Figure IV.6-14 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm (Compresseur + Turbine) 95
Figure IV.6-15 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm (Compresseur + Turbine) 96
Figure IV.6-16 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm au niveau du centre de masse du rotor 97

Figure IV.6-17 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm au niveau du centre de masse du rotor 98
Figure IV.6-18 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm au niveau du centre de masse du rotor 99

Liste de Tableaux

Tableau I.4-1 Caractéristiques de la turbine 23
Tableau I.4-2 Caractéristiques de l'alternateur 23
Tableau I.4-3 Caractéristiques du transformateur principal 23
Tableau I.4-4 Caractéristiques du poste gaz 24
Tableau IV.6-1 Normes vibratoires **ISO 10816-6** 87
Tableau IV.7-1 Tableau des résultats finaux 100

Liste des abréviations

ALT : *Alternateur.*

CC : *Chambre à Combustion.*

CDG : *Centre de Gravité.*

COMP : *Compresseur.*

GN : Gaz Naturel

MEF : *Méthode des Eléments finis.*

TG : *Turbine à Gaz.*

TURB : *Turbine.*

Introduction générale

Aux temps contemporains, la production industrielle a connu un développement faramineux grâce aux améliorations technologiques considérables, à la maintenance et à la sécurité de fonctionnement des machines tournantes et des équipements industriels et une production d'énergie électrique optimisée. Dans ce contexte, le secteur de la production de l'énergie électrique est l'un des plus stratégiques pour l'économie, son importance et son rôle dans l'épanouissement d'un pays moderne et développé est énorme, d'où le grand intérêt qui lui est porté.

En effet, une croissance populaire importante est l'un des facteurs majeurs qui ont caractérisé l'évolution de l'ampleur d'utilisation de l'énergie électrique en Algérie ces dernières années, ce qui a mené à l'apparition d'une certaine complexité dans la conception, la réalisation et l'exploitation des œuvres de production.

Ainsi, pour répondre à une clientèle dont les exigences ne cessent d'augmenter, aussi bien qualitativement que quantitativement, les services nécessitent une mise à jour constante à la pointe de la technique, afin d'assurer les meilleures analyses pour la détection de défauts et le choix optimal des meilleurs paramètres structuraux dans le but d'assurer la bonne marche de ces machines qui ont besoin d'une protection efficace et permanente. Les centrales thermiques de production d'électricité telle que la centrale d'El Hamma, contiennent des machines vitales comme les turbines, compresseurs, alternateurs, …etc. et qui fonctionnent en permanence avec une vitesse constante, donc il est conseillé de garantir le minimum de vibrations. Pour cela, il faut une surveillance et une analyse vibratoire permanente et efficace réalisée avec du matériel sophistiqué et un personnel hautement qualifié. Statistiquement, le monde de l'industrie a constaté que les vibrations causent 75 % des problèmes techniques de production, c'est pour cela qu'on a choisi de s'orienter sur « l'Analyse dynamique et étude de la stabilité d'un système rotor-paliers Cas de la turbine à gaz de la centrale électrique Hamma II -Alger», les méthodes de surveillance appliquées et le matériel utilisé dans cette dernière pour détecter les anomalies et l'étude des phénomènes vibratoires du groupe turbocompresseur permettent de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes, balourd, jeu, défaut d'alignement, ….etc.

Le mémoire est organisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre fait office d'introduction de généralités sur les machines tournantes avec une description générale de la centrale électrique et du groupe turbocompresseur. Dans le **deuxième chapitre**, nous introduisons des généralités et notions sur les vibrations et une étude détaillée sur les défauts des machines tournantes et plus précisément **le balourd** qui fera le sujet de notre **troisième chapitre,** car c'est l'un des plus récurrents et le plus présent sur les machines tournantes et nous présenterons explicitement, des techniques pratiques d'équilibrage pour palier ce défaut. Et finalement à travers un **quatrième chapitre** et pour clôturer cette étude sur le déséquilibre massique, nous allons simuler ce dernier en utilisant les méthodes des éléments finis pour analyser le comportement dynamique de ce groupe.

En s'équipant du logiciel ANSYS MECHANICAL APDL®, **nous étudierons les vitesses critiques et amplitudes de déplacements (vibrations globales), qui nous permettront à terme, de déterminer les limites admissibles d'un éventuel balourd sur la machine.**

Chapitre I

Généralités sur les machines tournantes et le turbocompresseur de la centrale El HAMMA II

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous introduisant des généralités sur les turbines à gaz ainsi qu'une présentation globale de la centrale d'El Hamma II. La turbine est devenue de nos jours très employés dans l'industrie de notre civilisation. Il existe trois principaux domaines d'applications de la turbine ; le domaine de la motorisation, en particulier dans la motorisation des avions ; elle est également utilisée dans la production d'électricité et dans l'exploitation du pétrole et du gaz naturel.

I.2 Histoire des turbomachines [1]

La genèse des turbomachines est très ancienne, car l'apparition des turbines à eau remontant déjà à l'antiquité, ne s'intéressaient alors qu'à la récupération d'énergie. Mais les premières turbines à vapeur sont apparues beaucoup plus tard, au tout début de l'ère industrielle, pour transformer une énergie hydraulique en énergie mécanique, cette application est aujourd'hui la base de la génération d'énergies adoptées dans les centrales.

Le passage aux turbines à gaz c.-à-d. à un cycle (compression combustion transformation d'énergie) est apparu au XXIe siècle. Dès la fin du XVIIe, apparaît une nouvelle forme d'énergie mécanique avec les machines à vapeur, et dans la première moitié du XVIIIe, cette technique vient concurrencer l'énergie hydraulique, surtout en Angleterre, les machines à vapeur sont utilisées dans les usines depuis 1830. En Europe continentale et au nouveau monde, l'énergie hydraulique conserve une bonne place. Cette concurrence de la machine à vapeur et le besoin l'industrie énergétique en pleine croissance stimulera l'innovation. Le milieu du XVIIIe siècle marque le début d'un long processus d'amélioration et de conception des machines hydrauliques. Cela bien avant l'invention des « vraies turbines » celles qui ont une influence industrielle, car l'amélioration a été portée sur les roues à aubes afin d'augmenter leur puissance et leur rendement. En même temps, des ingénieurs explorent des voies nouvelles, c'est finalement un jeune ingénieur français, Benoît FOURNEYRON qui sur les pas de ses prédécesseurs, réalisera en 1827 la première turbine, une machine encore relativement modeste qui ne produit que 6 chevaux de puissance de rendement. Le développement de cette dernière, illustré sur la figure ci-dessous, en phase industrielle ne sera pas immédiat, mais à partir de 1832 son essor va être rapide et universel, parallèlement, la puissance développée augmente de 1450 chevaux sous 66 mètres de chute, une évolution qui est énormément palpable. En Europe, en début du XIXe siècle, 129 usines sont équipées de turbines Fourneyron. Alors qu'en fin de ce siècle, aux Etats-Unis, on entrepose à la première grande centrale hydroélectrique, aux Niagara, trois turbines Fourneyron de 3,7 MW chacune.

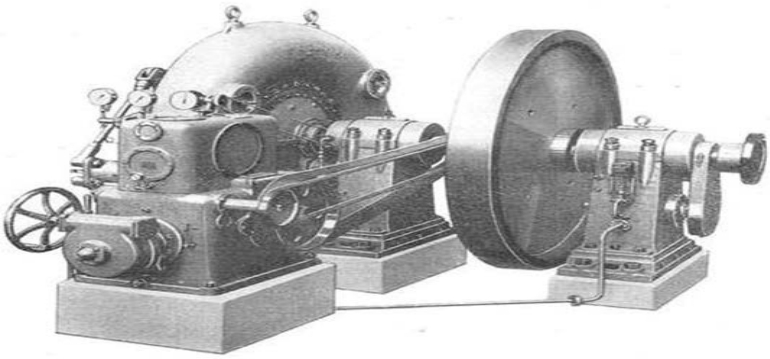


Figure I.2-1 Turbine hydraulique construite en 1832 [1]

I.3 Composants d'une machine tournante [2]

I.3.1 Les paliers

Le palier le plus basique est une douille en laiton à travers laquelle passe l'arbre, impliquant un petit dégagement rempli d'air. Cela convient aux petites machines légères. Dans sa forme la plus simple, le palier repose sur les effets hydro-élastiques de la rotation pour générer des forces de levage, mais des versions plus sophistiquées utilisent une certaine pression d'air.

Lorsque le chargement augmente, on utilise un palier à roulement. Ces roulements, plus compliqués, fournissent un support robuste donnant de bonnes propriétés de rigidité, mais un faible amortissement. Ces roulements ont une série d'éléments roulants entre le rotor et le stator. Donc, tout contact entre les surfaces d'accouplement est essentiellement roulant plutôt que glissant. Les éléments roulants se situent dans une cage qui tourne elle-même à une fraction de la vitesse de l'arbre.

Cependant, cette construction signifie qu'une série de composantes de fréquence sera générée, y compris la fréquence de la cage, la fréquence de rotation de la bille et bien sûr, la fréquence de l'arbre. L'importance relative de ceux-ci varie selon l'état du palier.

Certaines très grandes machines, en particulier à faibles vitesses telles que les éoliennes, sont supportées par des paliers à éléments roulants.

À des vitesses plus élevées, la majorité des machines lourdes sont supportées par des paliers à huiles dans lesquels le rotor et le stator sont séparés par un film d'huile. Dans les *paliers hydrodynamiques*, la pression dans le film d'huile est générée par des contraintes visqueuses résultant de la rotation de l'arbre. Le comportement du film d'huile est non linéaire et dépend

de la vitesse. La popularité des paliers à huile provient de leur capacité de charge élevée et la contribution à l'amortissement du système. Dans les gros turbogénérateurs, les films d'huile représentent environ 99 % de l'amortissement total du système.

I.3.2 Le Rotor [3]

Le rotor dans une machine tournante est la partie rotative sur lequel sont montées les pièces mécaniques qui transmettent le mouvement. Il est lié au stator par des **liaisons pivots** (des paliers radiaux et une butée sur l'axe) ; les tourillons sont les parties de l'arbre en contact avec paliers. [3] Un accouplement en porte-à-faux transmet le couple moteur.

Les deux figures ci-dessous montrent des rotors entre paliers avec la partie active située entre les tourillons.

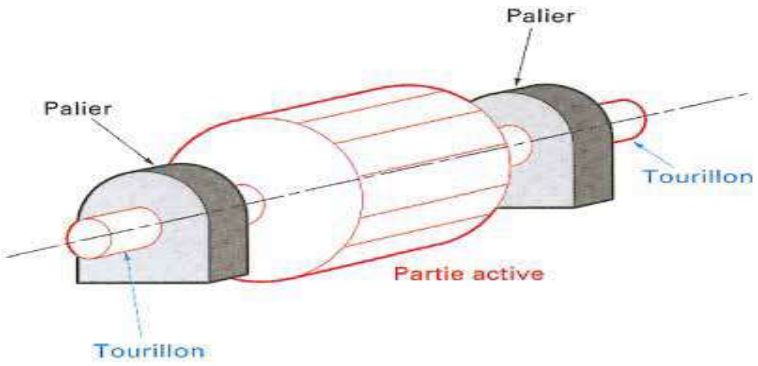


Figure I.3-2 Schéma de rotor entre paliers

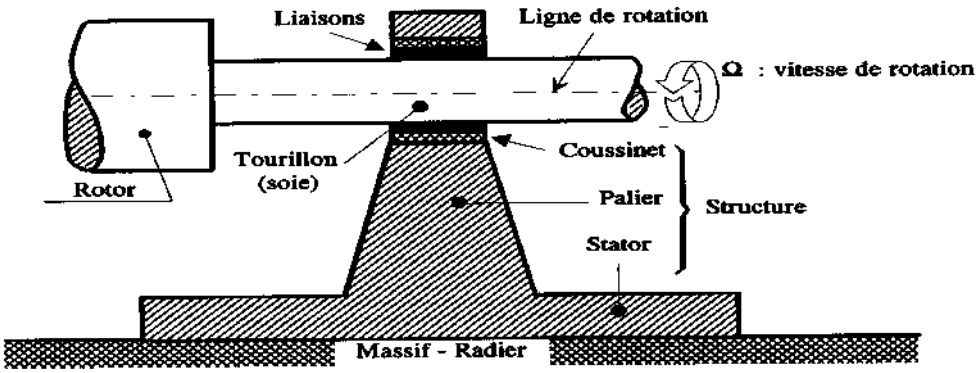


Figure I.3-2 Schéma synoptique d'un palier

Les deux figures ci-dessous montrent une configuration en porte-à-faux d'un rotor de puissance d'une turbine à gaz industrielle (disque à l'extérieur des tourillons).

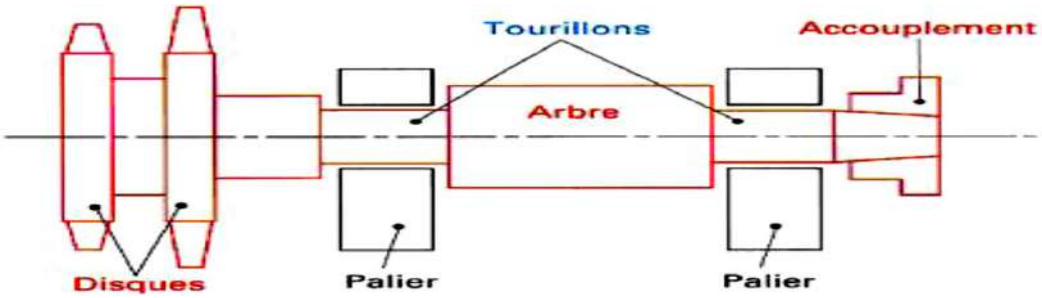


Figure I.3-4 Schéma de rotor en porte-à-faux

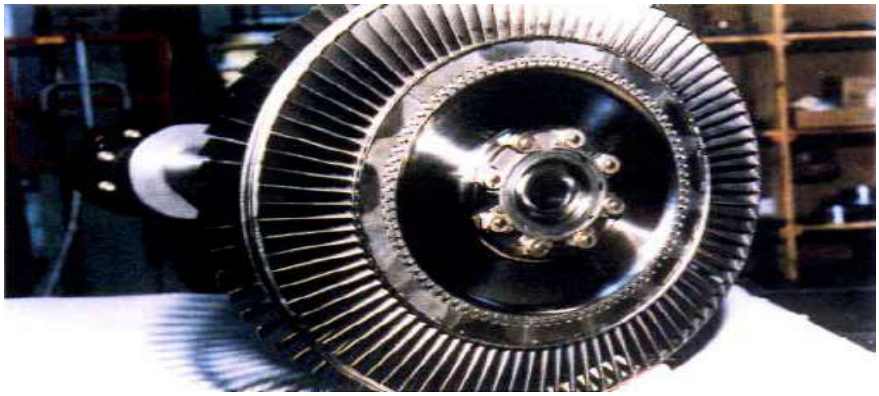


Figure I.3-4 Turbine à gaz industrielle, rotor de la turbine libre de puissance

Bien sûr, il existe d'autres configurations (rotors composites, en plusieurs tronçons, concentriques, sur un nombre plus élevé de paliers, etc.), mais cela ne change pas la nature du problème de l'équilibrage.

Le rotor est soumis, entre autres, à :

- un ensemble d'efforts stationnaires radiaux de fonctionnement comme le poids.
- une réaction de denture pour un engrenage.
- une attraction magnétique pour une machine électrique.
- des forces hydrodynamiques ou aérodynamiques pour des turbomachines.
- la résultante des paliers et de la butée, etc.

Sur la figure ci-dessous l'arbre se déforme sous l'effet de ces forces et chacun de ses tronçons tourne autour d'une position d'équilibre statique constituant la **ligne de rotation**

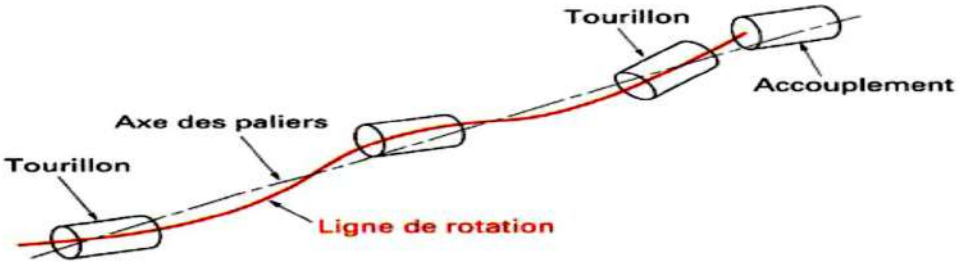


Figure I.3-5 Ligne de rotation

Il est important de déterminer si un rotor est essentiellement rigide ou flexible, car cela peut avoir une influence marquée sur le comportement de la machine et se révélera crucial pour évaluer les signaux de vibration surveillés. Un rotor flexible est défini comme étant un rotor qui ne peut pas être équilibré efficacement dans toute sa gamme de vitesses en plaçant des poids de correction appropriés dans des plans distincts le long de sa longueur. Avant la Seconde Guerre mondiale, tous les rotors étaient rigides et ce n'était qu'avec une compréhension accrue qu'il était jugé possible d'utiliser une machine avec des rotors flexibles. Les grands alternateurs sont maintenant presque toujours flexibles et un nombre croissant de machines plus petites entrent dans cette catégorie. Les différences, entre les deux types de rotors, sont modestes, mais ces distinctions peuvent donner lieu à des changements marqués de comportement en raison de la présence de modes plus élevés et de variations de contraintes dans les éléments rotatifs.

I.3.3 Les stators et les bases [2]

La dernière composante à considérer est la structure qui soutient les paliers. En général, cette structure se compose de deux parties principales : le stator et la base. Généralement, le stator fait partie intégrante de la machine et ne tourne pas, en revanche, la base est la structure de support qui sert uniquement à maintenir la machine en place. En considérant la dynamique du rotor, il n'y a pas de distinction entre le stator et la base. Cependant, nous faisons la distinction lorsque l'on veut connaître les forces transmises par la machine aux fondations. Dans les situations où ces forces ne présentent pas un intérêt particulier, le terme « fondation » est utilisé pour l'ensemble stator-base.

Le principe d'une turbomachine est de réaliser un transfert d'énergie entre un fluide en mouvement et son arbre tournant.

On peut classer les turbomachines en deux grandes catégories à savoir : leur rôle la récupération de l'énergie d'un fluide afin d'entraîner mécaniquement une charge ou de faire monter un fluide en énergie mécanique provenant d'un moteur.

Le premier type de machine est celles qui reçoit l'énergie du fluide comme les turbines à gaz, les turbines hydrauliques, les éoliennes, etc. Alors que l'autre type transmet l'énergie au fluide parmi lequel on retrouve les pompes, les compresseurs et les ventilateurs.

Dans ce chapitre, nous traitons de la théorie de la turbine et son rotor, la turbine est devenue de nos jours très employés dans l'industrie de notre civilisation. Il existe trois principaux domaines d'applications de la turbine ; le domaine de la motorisation, en particulière la motorisation des avions ; elle est également utilisée dans la production d'électricité et dans l'exploitation de pétrole et de gaz naturel. En se concentrant sur deux types des turbines qui sont beaucoup utilisés de nos jours.

I.4 Présentation de la centrale HAMMA II [4]

I.4.1 Situation [5]

La centrale électrique HAMMA II fait partie des centrales gérées par la Société Nationale de Production de l'Électricité « Groupe SONELGAZ », elle a été conçue et réalisée dans le but de sécuriser la ville d'Alger en matière d'alimentation en énergie électrique, elle a été mise en service en 2002 pour renforcer une ancienne installation composée de deux turbines 2 x 209 MW et elle affiche, en matière de disponibilité d'électricité, un taux élevé (98 à 99 %) supérieur à la moyenne internationale (94 à 95 %).

Située à quelques dizaines de mètres seulement du jardin d'essai et d'acclimatation, cette centrale occupe, avec son bâtiment administratif, ses ateliers, ses installations anti-incendient les aéroréfrigérants des alternateurs les réservoirs à fuel : une place de deux hectares.



Figure I.4-1 Situation de l'unité d'EL HAMMA II

Les groupes sont installés dans des enceintes appelées Packages, dont une partie seulement est confinée dans une salle de machine commune ventilée et insonorisée, avec possibilité d'exploitation à partir d'une salle de commande centralisée. [5]

I.4.2 Caractéristiques générales de l'unité de la centrale

Tableau I.4-1 Caractéristiques de la turbine

Turbine	
Type	V94-3A
Constructeur	ANSALDO sous licence Siemens
Puissance	2 X 209 MW
Poids	9 Tonnes

Tableau I.4-2 Caractéristiques de l'alternateur

Alternateur	
Type	50 HR- L 45
Puissance nominale	270 MVA
Tension sortie alternateur	15.75 kV
Rendement conventionnel puissance nominale	98.85 %
Refroidissement	Hydrogène
Poids	5Tonnes

Tableau I.4-3 Caractéristiques du transformateur principal

Transformateur principale	
Constructeur	Ganz- Ansaldo
Type 03 phases	Immergées dans l'huile
Puissance Nominale	260MVA
Refroidissement	OFAF
Rapport	15.75 kV / 225kV
Variateur de prise	225 kV ± 2x2.5 %
Vcc à 260 MVA	13%
Poids	256 Tonnes

Tableau I.4-4 Caractéristiques du poste gaz

Poste Gaz	
Constructeur	CPL Concordia Soc. Coop
Pression entrée gaz maximum	35 Bar minimum - 70 Bar
Pression détente gaz minimum	30 Bar - 32 Bar
Consommation gaz maximum	140.000 Nm^3/ h

La Turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales :

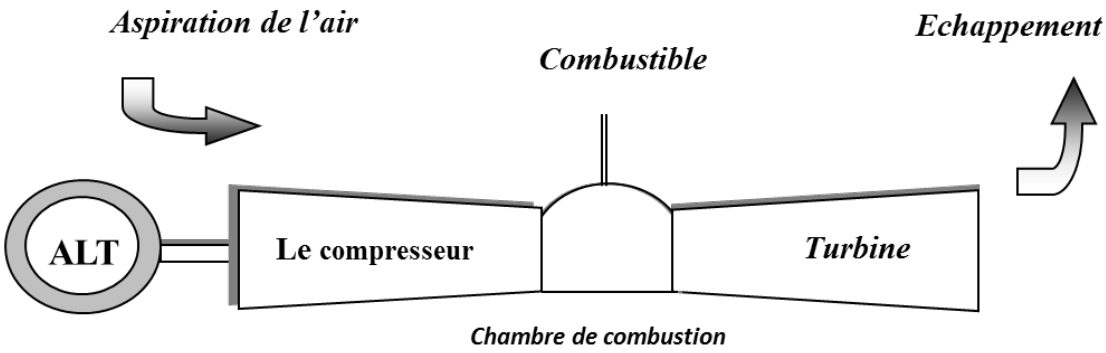


Figure I.4-2 Schéma de principe de la turbine à gaz

I.4.2.1 Le compresseur

Le compresseur sert à comprimer l'air aspiré de l'environnement extérieur, cet air est réchauffé en parallèle en traversant le compresseur.

Pour réaliser cette phase il est nécessaire de consommer une certaine quantité d'énergie mécanique en l'absorbant de l'énergie de la turbine, transmise à travers le rotor.

I.4.2.2 Chambre à combustion

À l'intérieur de la chambre à combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant crée une grande augmentation de la température à pression constante, telle que la capacité calorifique du carburant est transformée en énergie thermique par les gaz qui s'en échappent**.**

I.4.2.3 La turbine

Enfin, dans cet élément, les gaz chauds se répandent jusqu'à atteindre la pression ambiante et leur température diminue en conséquence.

Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique, en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au générateur à travers le rotor.

On considère la partie génératrice comme une boite noire qui utilise l'énergie mécanique produite par la turbine à gaz pour générer de l'électricité.

I.4.3 Caractéristique constructives générales

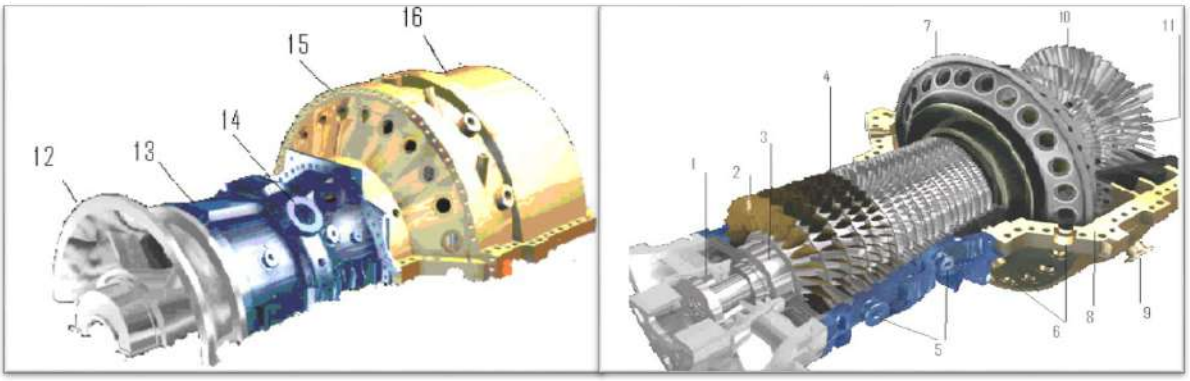


Figure I.4-3 Schéma de la turbine à gaz V94-3A

Nomenclature du turbocompresseur

1. Palier combiné porteur et de butée.
2. Revêtement de 5 étages de compresseur.
3. Rotor.
4. Rotor compresseur 17 étages.
5. Canal d'air de soutirage.
6. Ensemble de brûleurs.
7. Ensemble de brûleurs.
8. Enveloppe.
9. Entrée d'air compressé à la turbine.
10. Rotor Turbine à 4 étages.
11. Palier porteur.
12. Gaine d'aspiration (diffuseur).
13. Enveloppe de compresseur.
14. Soutirage d'anti-pompage.
15. Enveloppe de chambre de combustion.
16. Porte aube stationnaire de turbine.

I.4.4 Dimensions et poids

En consultant le tableau de la page 26 du Manuel de formation tome 2, [4] on acquiert une idée claire sur les dimensions et poids réels des composants de cette Turbine à gaz V94.3A.

I.4.5 Description générale de la Turbine à gaz V94.3A

Cette turbine à gaz est du type V94.3A Siemens/KWU industriel. Elle a un seul arbre et un seul corps d'une puissance nominale d'environ 230 MW.

I.4.5.1 Caractéristiques techniques de la turbine à gaz

Ces différentes caractéristiques pour chaque système (principal ou auxiliaire) sont données en détails sur les pages (29,30 ,31) du Manuel de formation.

I.4.5.2 Démarrage et mise à l'arrêt en cycle simple MB [5]

Pour le démarrage :

- 30 secondes s'écoulent après le signal de commande de démarrage et pendant lesquelles le système de lubrification démarre.
- Le convertisseur de fréquence de démarrage commence alors à accélérer l'arbre du groupe et les aubes d'entrée à orientation variable du compresseur sont fermées, par conséquent, le débit est minimal.
- Le système d'allumage à étincelle et à gaz est activé à 500 tr/min.
- Un débit minimal de 10 % est admis à 700 tr/min et la vanne d'arrêt du combustible est ouverte.
- À partir 1000 tr/min le débit du combustible augmente graduellement jusqu'à 3 000 tr/min et le convertisseur de fréquence est coupé bien avant, à 2 100 tr/min.
- La turbine poursuit son accélération jusqu'à la vitesse de synchronisation qui se fait automatiquement avec le réseau électrique stable au bout de 20 secondes.
- La procédure de prise en charge commence par un palier de 20 MW et elle se poursuit ensuite par un gradient de 13 MW/min jusqu'à la charge imposé par le réseau.

I.4.6 Description détaillée de la turbine à gaz

I.4.6.1 Le compresseur

- Il comporte 17 étages et présente un taux de compression de 16.
- Il est équipé d'un system d'anti pompage qui soutire une quantité d'air suffisante pour assurer un fonctionnement stable à basse vitesse, et pour assurer le refroidissement de la turbine.
- Les aubes sont fixées sur le rotor par des pieds en queue-d'aronde avec un guidage parallèle.
- Le remplacement des aubes peut se faire sans soulever le rotor.
- L'encrassement des aubes peut causer des pertes en puissance d'où la nécessité d'un nettoyage.



Figure I.4-4 Compresseur de la turbine à gaz V94.3A de Siemens

I.4.6.2 La turbine

- Elle comporte 4 étages.
- La fixation des aubes en forme de pieds de sapin, se fait par des clavettes.
- Les aubes sont construites avec des matériaux spécifiques vue les contraintes thermiques et mécaniques auxquelles elles sont soumises.
- Elles sont refroidies par l'air soutiré des étages du compresseur, soit par film d'huile ou par convection selon les étages de la turbine.



Figure I.4-5 Les quatre étages de la turbine et l'aubage

I.4.6.3 Enveloppe du compresseur et de la turbine

Elle comprend 4 parties :



Figure I.4-6 Rotor de la turbine V94.3A

- Le corps d'admission du compresseur, dans lequel est intégré le corps du palier avant.
- L'enveloppe du compresseur.
- Le corps central abritant la chambre de combustion annulaire.
- Le corps de turbine.

Cette enveloppe est dotée d'une isolation thermique et acoustique.

I.4.6.4 Le rotor

Les sections compresseur et turbine forment un seul rotor :

- Il est supporté par des paliers à chaque extrémité.
- Il est constitué de disques et de 3 arbres creux maintenus ensembles par un tirant central.
- La transmission du couple et la dilatation sont permises grâce à une denture Hirth qui sert aussi au centrage des différentes pièces.

I.4.6.5 Le système de refroidissement de la turbine

- C'est un système interne qui se fait par soutirage d'air comprimé à partir des différents étages du compresseur.
- Cet air permet également de réchauffer les disques de la turbine après un démarrage de l'état froid.

I.4.6.6 Le système de drainage

La lessive utilisée pour le nettoyage du compresseur et le fioul imbrûlé peuvent s'accumuler en divers points de la TG. À cet effet des conduites de drainage reliées à un collecteur sont intégrées dans la turbine.

I.4.6.7 Les paliers

Le rotor est supporté par 2 paliers :

- Un palier combiné porteur est de buté installé coté aspiration du compresseur.
- Un palier porteur installé coté turbine.

I.4.6.8 Le système de virage

I.4.6.8.1 Vireur

- Le moteur hydraulique a pour rôle de faire tourner le rotor de la TG après la mise à l'arrêt pour garantir un refroidissement égal afin d'éviter la distorsion de l'aube.
- Il fonctionne avec de l'huile de graissage fournie par la pompe de soulèvement.

I.4.6.8.2 Virage de secours

- Le convertisseur de fréquence intervient pour faire tourner l'arbre si le moteur hydraulique est indisponible

I.4.6.8.3 Virage manuel

- Un dispositif manuel est prévu sur l'arbre tel que le rotor peut être manœuvré avec une clé à ergot au cours des opérations d'entretien, il convient de mettre en route le système de soulèvement hydraulique.

I.4.6.9 Chambre à combustion

- La TG est dotée de 24 brûleurs hybrides répartis régulièrement sur le périmètre de la CC.
- Il existe deux modes de combustion : mode de diffusion, mode de pré-mélange.
- Pour la marche au combustible gazeux, les deux modes peuvent avoir lieu tel que :

▪ Le mode diffusion peut fonctionner jusqu'à la pleine charge, où le gaz combustible arrivant par la tuyauterie d'alimentation du gaz, entre dans les turbulateurs axiaux des injecteur du gaz de diffusion.

▪ Le mode diffusion fonctionne jusqu'à la fin de la mise en charge, où on continue avec le mode pré-mélange jusqu'à la pleine charge ; ce dernier consiste à faire passer le gaz par les injecteurs situés au-dessus du turbulateur diagonal et à le mélanger à l'air sur son trajet vers la CC. De plus, du gaz combustible est envoyé vers l'injecteur pilote afin de stabiliser la flamme.

- Pour la marche au combustible liquide :

▪ En mode diffusion jusqu'à la pleine charge, le fioul arrivant par la tuyauterie d'alimentation pénètre dans les chambres de turbulence des injecteurs de diffusion. Une partie du fioul est injectée directement dans la CC par l'injecteur de fioul central, le reste s'écoulant dans la tuyauterie de retour du fioul.

▪ En mode pré-mélange, entre le demi et la pleine charge, le fioul est atomisé par de nombreux petits injecteurs situés dans le canal d'air primaire du brûleur, en aval du turbulateur diagonal. Ainsi, le fioul et l'air sont mélangés avant de pénétrer dans la CC. De plus, du fioul est envoyé vers la lance à fioul centrale afin de stabiliser la flamme.



Figure I.4-7 Vue interne de la chambre de combustion

I.4.6.10 Les circuits de la turbine à gaz

I.4.6.10.1 Le circuit de combustible liquide

- Il est composé de deux sous-systèmes de diffusion et de pré-mélange.
- Il achemine le combustible jusqu'à la CC, il module le débit en fonction des besoins au démarrage, au fonctionnement et à la mise à l'arrêt. Il peut interrompre l'arrivée du combustible dans certaines conditions de service.

I.4.6.10.2 Le circuit d'eau de balayage

Pendant les périodes de marche au fioul, le circuit d'eau de balayage alimente les brûleurs en eau déminéralisée, pour leurs refroidissements et nettoyages.

I.4.6.10.3 Le circuit de refroidissement

Les conduites d'alimentation en fioul des brûleurs bicombustibles sont raccordées à des tuyauteries d'air de refroidissement provenant de la sortie du compresseur, cet air sert à :

- Assurer l'étanchéité des conduites de fioul et empêcher la formation de mélanges air/gaz inflammable dans ces conduites.
- Refroidir les conduites de fioul et les injecteurs et les protéger contre le calaminage.

I.4.6.10.4 Le circuit de combustible gazeux

Ce circuit achemine le gaz à la CC annulaire, il module le débit en fonction des besoins propre au démarrage et à la mise à l'arrêt. Il interrompt l'arrivée de combustible à la TG sous l'action des protections dans certaines conditions de service.

À son admission dans le circuit, le gaz doit être sec et propre pour éviter des dégâts au niveau des brûleurs.

Les brûleurs hybrides permettent de réduire au minimum les émissions de NOx et de CO dans les gaz d'échappement.

I.4.6.10.5 Le procédé d'allumage

Lorsque le pouvoir calorifique est supérieur à 3 500 kJ/kg, le gaz est allumé par le dispositif d'allumage installé sur chaque brûleur hybride.

I.4.6.10.6 Le circuit d'inertisation

Ce circuit fourni du CO2 au circuit de gaz, pendant la montée en charge et pendant le passage du mode diffusion au mode pré mélange, afin de chasser les mélanges air/gaz inflammables.

I.4.6.10.7 Le circuit d'allumage

L'allumage des brûleurs, pendant la procédure de démarrage requiert toujours l'utilisation d'un combustible gazeux par exemple du gaz naturel ou du propane.

Remarque : dans les deux cas (marche au combustible gazeux ou liquide), le gaz naturel est amené aux brûleurs via la conduite d'alimentation en gaz pour le régime de diffusion. Les flammes d'allumage sont produites par le dispositif d'allumage électrique installé sur chaque brûleur hybride. La flamme augmente ensuite pour devenir la flamme de diffusion principale, on rappelle qu'en absence de GN. Le propane est amené du réservoir de stockage aux diffuseurs des brûleurs hybrides.

I.4.6.11 Le système d'huile de graissage

Ce circuit alimente en huile les paliers de la TG, de l'alternateur et le vireur hydraulique. La pompe à huile de graissage principale refoule l'huile de la cuve à la tuyauterie d'alimentation par l'intermédiaire du réfrigérant, de la soupape de réglage de la température et du filtre double. De l'huile alimente les différents consommateurs avant de retourner sans pression à la cuve. Son débit est réglé par des diaphragmes placés à l'entrée des consommateurs.

I.4.6.11.1 La cuve

La cuve à huile de graissage est une unité pré assemblé, servant de support à plusieurs pompes, aux filtres et aux aspirateurs de buées d'huile.

Lorsque le niveau d'huile tombe au-dessous du niveau spécifié, la TG est arrêtée.

Si les pompes à huile de graissage principales sont arrêtées, les paliers sont alors alimentés en huile par les pompes de secours.

I.4.6.11.2 La pompes à huile de graissage principale

Il s'agit de deux pompes centrifuges à un étage, entraînées par un moteur à courant alternatif. La deuxième pompe se met en marche en cas de défaillance de la première pompe. Les deux pompes alimentent également le vireur hydraulique en huile sous pression. Elles sont montées verticalement dans la cuve à huile, de façon à être immergées dans l'huile.

I.4.6.11.3 La pompe à huile de graissage de secours

C'est une pompe centrifuge à un seul étage, entraînée par un moteur à courant continu, elle se met généralement en marche en cas de perte de l'alimentation en courant alternatif.

I.4.6.11.4 Pompe à huile de soulèvement

Vu le poids du rotor et les contraintes exercées sur le palier en pleine charge, le constructeur doit impérativement éviter le contact entre des solides, pour cela, on injecte de l'huile de lubrification dans le palier pour avoir un contact fluide/solide évitant des températures excessives qui pourraient endommager les paliers, et c'est une pompe qui va assurer le soulèvement du rotor. Au repos et à bas régime (système de virage), l'huile est injectée à 30 bar, ce qui est suffisant pour créer une mince couche d'huile entre le palier et l'arbre, et en charge de base, la pression augmente jusqu'à 180 bar pour compenser l'effet de la force centrifuge due à la vitesse de rotation élevée du rotor qui fait élever le rotor ainsi que les poussées axiales, d'où une pression d'huile assez élevée pour éviter tout contact entre le palier et le rotor.

I.4.7 Système de régulation et de protection mécanique

I.4.7.1 Système anti pompage

Le compresseur axial de la TG est conçu pour fonctionner à la vitesse nominale du groupe turbo-alternateur. Durant les procédures de démarrage et de mise à l'arrêt, lorsque le groupe tourne à des vitesses inférieures à la vitesse nominale (95 % de la vitesse nominale) les quatre clapets de décharge du compresseur (en aval des $5^{ème}$ et $10^{ème}$ étages d'aubes fixe, et du $15^{ème}$ étage d'aubes mobiles) sont ouverts complètement ou en partie afin de minimiser l'énergie au

démarrage et d'éviter le pompage du compresseur. Les conduites de décharge sont reliées à la gaine des gaz d'échappement en aval de la turbine.

L'ouverture complète ou partielle des clapets de décharge pendant la marche en puissance provoque une baisse de la puissance et du rendement de la TG.

Ce système est ouvert automatiquement si nécessaire.

I.4.7.2 Système hydraulique

- Sa fonction est de régler la position des soupapes de réglages et de vannes d'arrêt.
- Il y a deux pompes hydrauliques principales, l'une fonctionne dans le circuit en permanences et l'autre étant en réserve.

I.4.8 Instrumentation de la TG

I.4.8.1 Mesurage de la vitesse

La TG ne doit tourner en dehors de la plage (95 % à 103 %) que pour une courte durée. Pour assurer que la vitesse de la TG ne soit pas en dehors de cette plage il y a un système de surveillance basé sur des capteurs de vitesse.

I.4.8.2 Mesurage des vibrations du corps

Les vibrations du corps sont mesurées sur les paliers de la Turbine et du compresseur.

Par des capteurs de vibration en se basant sur le gradient de la vitesse vibratoire qui ne doit pas dépasser une valeur-limite qui causerait l'arrêt automatique de la TG.

I.4.8.3 Mesurage des températures du métal des paliers

Le palier du compresseur est surveillé par 5 thermocouples. Si deux parmi eux indiquent un dépassement du seuil fixé pour la température métal une alarme palier et émise.

Un thermocouple triple surveille le palier radial de la turbine où une alarme palier est également émise en cas de dépassement d'une valeur définit.

L'arrêt d'urgence est déclenché si l'un ou l'autre des paliers de la turbine ou du compresseur atteint la valeur limite supérieur.

I.4.8.4 Température des gaz à l'échappement de la turbine

Le diffuseur de la turbine est doté de 24 thermocouples triples qui envoient des signaux de température qui ont deux fonctions différentes :

Une fonction de régulation de la température dans la zone de réaction de la CC et une fonction de protection qui déclenche l'arrêt de la TG en cas de défaillance du système de régulation.

I.4.8.5 Surveillance des flammes

- Les flammes sont surveillées par des détecteurs qui détectent les rayonnements émis par les flammes (allant des rayons UV aux rayons IR) répartis sur le périmètre de la CC et un module analogique associé.

I.4.9 Filtration d'air et circuit d'aspiration et échappement de la TG

I.4.9.1 Système de prise d'air pour la TG

- Le système de prise d'air fournit de l'air filtré au compresseur de la turbine à gaz, en quantité et qualité nécessaires au fonctionnement de cette dernière dans les conditions ambiantes locales. En égard aux conditions du site, le système sera équipé d'un dispositif de filtration statique multi-étage à l'admission du compresseur. Un silencieux réduit le niveau acoustique à la limite requise.
- Le dispositif de filtration comprend un capot, un écran anti-oiseaux, un séparateur d'humidité, un séparateur à inertie, un pré filtre et un filtre à haute efficacité. Des portes d'implosion sont installées en aval des filtres.
- Les filtres doivent être remplacés lorsque la pression différentielle atteint sa valeur limite à cause de leur encrassement.
- Le silencieux est constitué de baffles absorbants, recouverts de tôles perforées, sont remplis de laine minérale résistant à la chaleur et à l'humidité.
- Les gaines sont divisées en deux parties principales, reliées par un joint de dilatation flexible, elles sont à double paroi. L'espace entre ces deux parois est comblé par un matériau insonorisant.
- L'admission d'air du compresseur est dotée d'une ouverture arrondie de forme aérodynamique.
- Un clapet d'arrêt, incorporé à la partie supérieure de la gaine, peut être fermé lorsque la TG n'est pas en service.

-

I.4.9.2 Système d'échappement

Ce système comprend quatre ensembles principaux :

- Le diffuseur, une partie inférieure de la cheminée, une partie supérieure, un cadre de support.

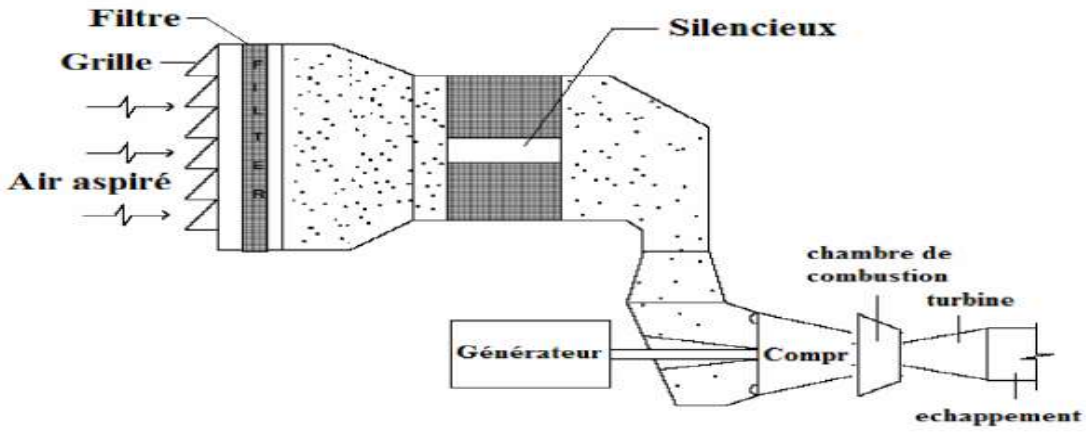


Figure I.4-8 Coupe du système de prise d'air

I.5 Conclusion

Ce chapitre a pour destiné, d'être un aide-mémoire sur les principaux systèmes et machines de la centrale électrique, il aide à la compréhension des différentes fonctionnalités qui rendent ainsi le lecteur, après un stage pratique, autonome dans le contrôle, mise en production et exploitation du groupe.

Chapitre II

Analyse vibratoire des machines tournantes

II.1 Introduction

Toutes les machines tournantes en fonctionnement produisent des vibrations. La détérioration du fonctionnement, se traduisant par une « modification de disposition de l'énergie dynamique», conduit souvent à une augmentation du niveau vibratoire. En analysant l'évolution de ce dernier, il est possible d'obtenir des informations très pertinentes sur l'état fonctionnel de la machine.
L'utilisation des vibrations pour surveiller les machines n'est pas nouvelle - puisque les mécaniciens posaient autrefois leur tournevis sur un moteur pour en « écouter les mouvements internes - mais ces techniques se sont aujourd'hui, sensiblement et grandement améliorées grâce à la modernisation du matériel, augmentant exponentiellement l'efficience de la maintenance contemporaine.

II.2 Généralités

Le principe de l'analyse vibratoire repose sur l'idée que les structures mécaniques émettent des signaux vibratoires sous excitation dynamique, dont la fréquence est la même que la fréquence de la force qui les a provoqué ; et la mesure globale effectuée en un point est la vibration de la structure à différentes forces d'excitation. Par conséquent, comme le capteur est placé à un endroit spécifique, les vibrations transmises par la structure de la machine peuvent être enregistrées et la source de la force à laquelle la machine est soumise peut-être déterminée par analyse. De plus, si l'on dispose d'une « signature » vibratoire pour une machine neuve ou lorsqu'elle est considérée comme étant en bon état de fonctionnement, on peut évaluer l'évolution de son état par comparaison ou détecter l'émergence de nouveaux efforts dynamiques au bout d'un certain temps. La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres que l'on peut séparer en trois groupes :

1er groupe

- Masse, rigidité et coefficient d'amortissement de la structure qui véhicule les vibrations.
- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité.
- Le positionnement de la mesure. Ces éléments sont généralement combinés selon les caractéristiques, ou bien fonction de transfert de la structure.

2ème groupe

- Position et fixation du capteur sur la machine.
- Caractéristiques du capteur.
- Pré amplification et transmission du signal.

- Performance de l'appareil analyseur.

Ces paramètres concernent les caractéristiques de la chaîne de mesure que l'on doit s'efforcer de rendre invariables d'une mesure à l'autre.

3ème groupe

- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements, etc.).

II.3 Nature des vibrations

Ces mouvements oscillants, caractéristiques de l'effort qui les génère, peuvent être soit périodiques, soit apériodiques selon qu'ils se répètent ou non, à l'identique d'eux-mêmes après une durée déterminée.

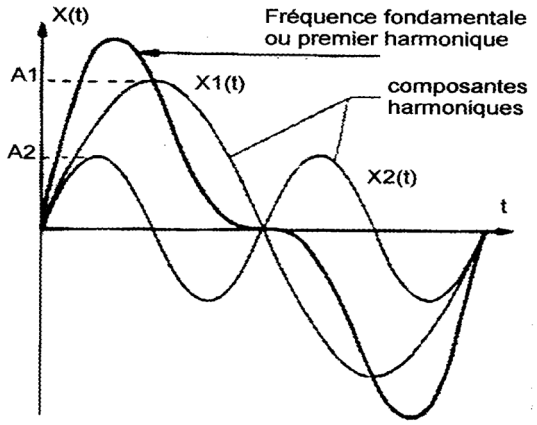


Figure II.3-1 Exemple de signaux harmoniques périodiques

- Les oscillations périodiques peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason, ou plus généralement, à des mouvements complexes périodiques que l'on peut séparer en somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à étudier.
- Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié, appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique de 1er ordre.
- Les vibrations transitoires (comme par exemple les vibrations provoquées par un marteau-piqueur) sont générées par des forces discontinues (chocs).

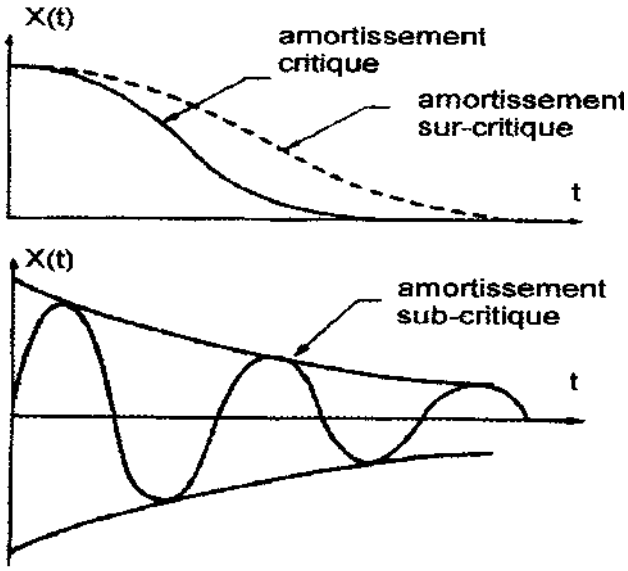


Figure II.3-2 Illustration des trois types de signaux amorties

Ils peuvent avoir ou non un aspect oscillant, revenant à la position d'équilibre après amortissement. Quant à une structure qui vibre après un choc lorsqu'il y a des oscillations et a un faible coefficient d'amortissement, on dit qu'il y a un amortissement sous-critique, le système est sous amorti et que le mouvement est pseudopériodique. Si l'amortissement est très important, la structure revient à sa position d'équilibre sans osciller, alors on dit que l'amortissement est supercritique, ou sur-amorti et le mouvement est périodique.

Les vibrations aléatoires, comme par exemple la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe, sont caractérisées par un mouvement oscillatoire aléatoire qui ne se produit pas de manière identique à lui-même comme les mouvements périodiques. Les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées mathématiquement que par une série de relations de probabilité, car il existe théoriquement un temps infini pour les analyseurs, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction consiste en une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue. Ces caractéristiques vibratoires sont donc toutes identifiables et mesurables. La tendance à augmenter leur intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui s'est révélé et révélateur du défaut qui se développe.

II.4 Représentation spectrale (ou fréquentielle)

Le spectre est le concept fondamental de l'analyse fréquentielle. C'est la représentation en forme de courbe de l'amplitude d'un signal en fonction de sa fréquence.

Si nous décrivons mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$x(t) = A\ \sin(\omega t - \varphi_0)$$

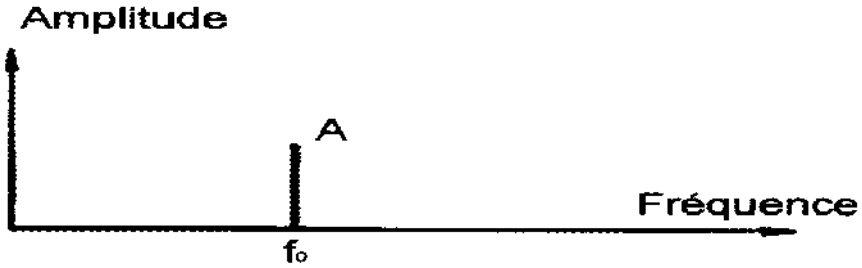


Figure II.4-1 Illustration spectale

Où :

x(t): est la réponse du système.

A: l'amplitude nominale maximale du signal.

ω: La pulsation en rd/s.

φ_0: La phase à t_0.

Pour décrire complètement ce signal, il suffit de connaître l'amplitude maximale, fréquence du signal et la phase.

II.5 Méthodes d'étude des vibrations

Une onde vibratoire peut être étudiée par plusieurs méthodes qui correspondent à différents niveaux de connaissance du phénomène et à l'utilisation d'équipements d'analyse plus ou moins sophistiqués :

- Mesure de la valeur globale.
- Technique de résonance.
- Analyse spectrale

II.5.1 Mesure de la valeur globale

La mesure de la valeur globale est une méthode approximative d'analyse du signal qui fait abstraction du paramètre fréquentiel pour ne mesurer que l'amplitude évaluée :

- En valeur crête à crête, c'est-à-dire en mesurant l'amplitude maximum de l'onde à la fréquence fondamentale, mesure utile par exemple lorsque le déplacement vibratoire d'une machine est critique en regard des contraintes de charge maximale ou du jeu mécanique.
- En valeur crête, mesure intéressante pour indiquer par exemple le niveau d'un choc de courte durée.
- En valeur efficace, mesure qui tient compte de l'évaluation de la valeur des composantes harmoniques et directement reliée au contenu énergétique de la vibration.

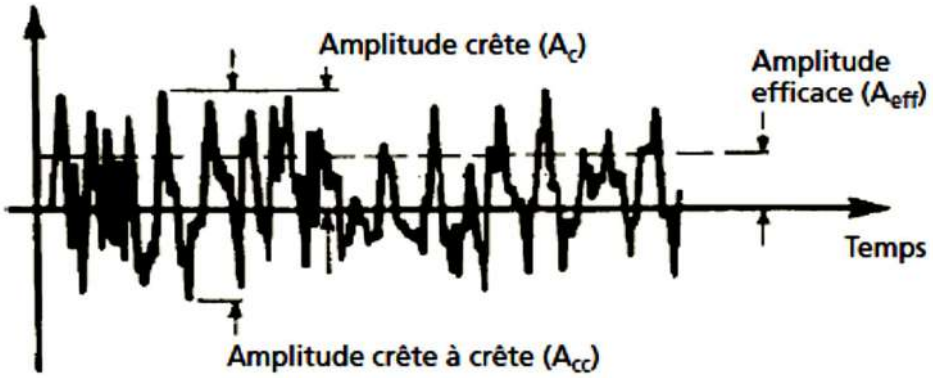


Figure II.5-1 Différentes manières de mesurer l'amplitude en valeur globale

Avec :

Valeur efficace = $\sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2\,(t)\,dt}$

Valeur moyenne = $\frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|\,dt$

A noter que ces valeurs d'amplitudes d'utilité complémentaire peuvent représenter un déplacement, une vitesse ou une accélération, car vitesse et accélération sont aussi des fonctions sinusoïdales obtenues après dérivation de la fonction déplacement.

II.5.2 Techniques de résonance utilisées pour le dépistage des défauts de roulements

Les fréquences engendrées au-delà de 20000 Hz sont des fréquences dues principalement, sur une machine tournante, à un défaut de roulement ou d'engrenage, à l'exclusion des défauts de balourd, de désalignement, de problèmes électriques, de forces hydrauliques et aérodynamiques.

La méthode de mesure par technique de résonance est donc basée sur l'utilisation d'un filtre éliminant les fréquences inférieures à 20000 Hz et d'un capteur de vibrations dont la fréquence propre (ou résonance) est de l'ordre de 30000 Hz et dont on mesure l'excitation, « pointes d'énergie » ou « ondes de choc ».

La mesure de l'évolution de cette onde de choc caractéristique des paliers défectueux permet de suivre avec précision l'état d'un roulement sans se préoccuper de la complexité de l'ensemble de la machine.

A noter que cette technique est valable pour des machines relativement calmes comme des moteurs électriques, mais plus aléatoire pour des pompes (qui ont des turbulences à hautes fréquences et des cavitations) ou pour des boîtes de vitesses complexes dont les harmoniques d'engrènement sont à haute fréquence.

II.5.3 Analyse spectrale (ou analyse fréquentielle)

Comme nous l'avons vu, dans la plupart des mesures de vibrations, il est beaucoup plus aisé de travailler dans le domaine des fréquences que dans le domaine des temps. De ce fait est née l'idée de l'analyse en fréquence : spectrale, où le signal amplitude/temps est converti en signal amplitude/fréquence.

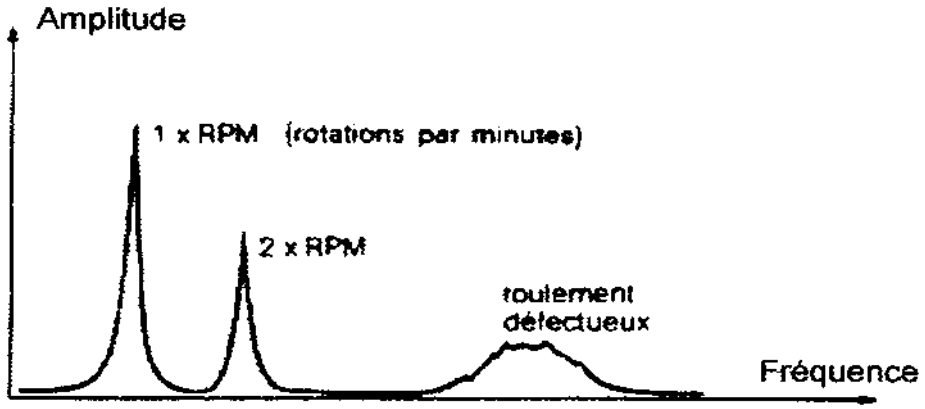


Figure II.5-2 Exemple typique du tracé d'un spectre

Le spectre, outil de cette analyse, se présente sous forme d'un graphique montrant l'amplitude de la vibration à chaque fréquence.

Comme on peut le voir dans un spectre, toutes les composantes du signal vibratoire sont représentées sous forme de « pics », ou pointes et on peut suivre individuellement une variation d'amplitude sans qu'il n'y ait, comme dans la mesure globale, d'effet de masquage qui risque de brouiller la preuve d'un défaut en développement.

À partir des caractéristiques d'une machine surveillée et des fréquences auxquelles apparaissent les anomalies, il est donc possible de détecter l'origine d'un défaut et d'en suivre l'évolution.

A titre d'exemple, vers les 2075 hertz, un pic d'amplitude importante peut apparaitre correspondant à la fréquence d'engrènement roue/pignon du multiplicateur et signifier une anomalie probable.

II.6 Détection par l'analyse spectrale des principaux défauts des machines tournantes

En général, les anomalies spectrales sont catégorisées en 3 types :

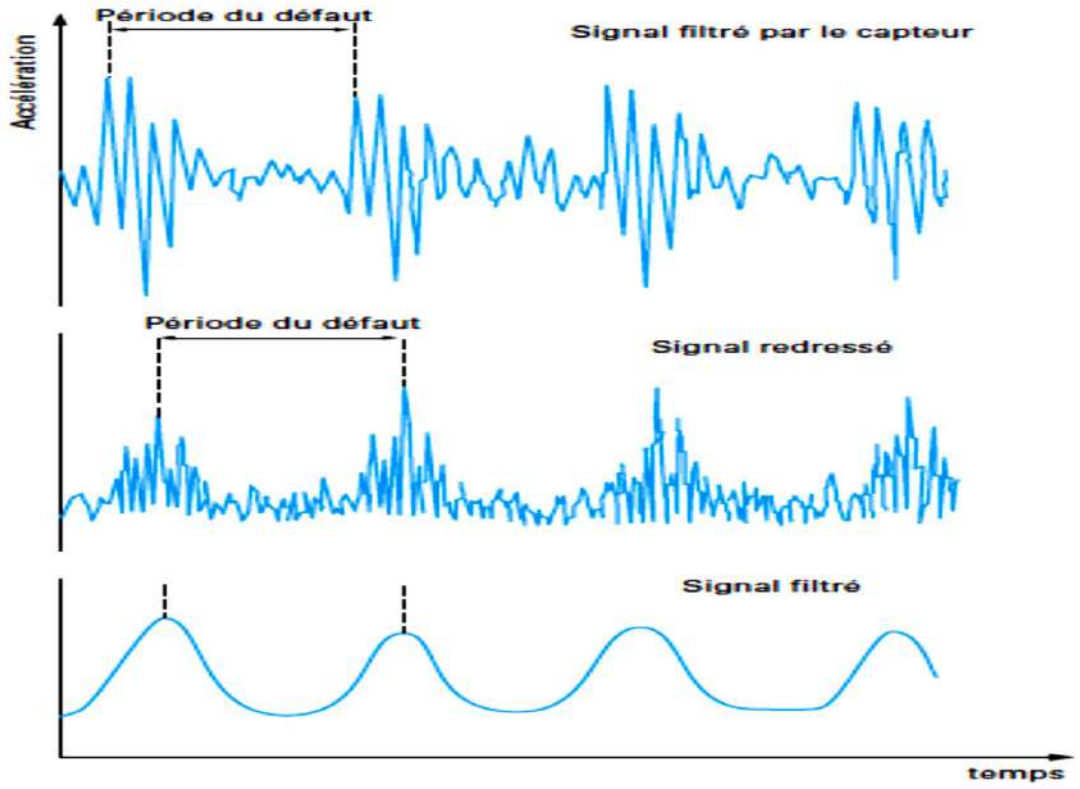


Figure II.6-1 Exemples de spectres de défauts [22]

- Des pics se produisant à des fréquences qui sont des multiples ou des sous-multiples de la vitesse du rotor ou fondamentale.
- Pics apparaissant à des vitesses autonomes à la vitesse fondamentale du rotor.
- Densité spectrale à partir de composants aléatoires de la vibration.

II.6.1 Phénomènes provoquant des Pics synchrones aux fréquences propres du rotor

Ce sont principalement les phénomènes de balourd, de désalignement, de mauvais serrage mécanique, d'avarie d'engrenage, de tourbillonnement de film d'huile, d'excitation hydrodynamique, de mauvais état de courroie de transmission...

II.6.1.1 Balourd

C'est la cause de vibration la plus courante et la plus fréquemment rencontrée. Bien que des précautions soient prises dans la construction des rotors, de sorte qu'il n'est pas possible de les équilibrer parfaitement et qu'il y ait donc toujours des oscillations à la fréquence de rotation, dont l'amplitude est proportionnelle à l'amplitude du balourd et au carré de vitesse rotationnelle. Une modification brutale de l'amplitude correspond systématiquement à une modification du balourd dont l'origine peut être une rupture ou la déformation d'une partie du rotor (aubes de turbine par exemple). Si ce changement d'amplitude est plus lent, il peut s'agir d'une usure ou d'un colmatage de la partie tournante (suie, dépôt...). Le phénomène est caractérisé par une vibration radiale élevée à la fréquence de rotation.

II.6.1.2 Désalignement

Un désalignement provoque des vibrations à la fréquence de rotation ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 (double, triple, quadruple de la fréquence de rotation et parfois même plus en particulier pour les accouplements dentés où l'on rencontre les harmoniques liées au nombre de dents et la fréquence de rotation). L'amplitude axiale de la vibration est spécialement conséquente concernant l'harmonique de rang 2.

II.6.1.3 Mauvais serrage mécanique

Lorsqu'un roulement est desserré, ou a la possibilité d'un mouvement partiel dans le plan radial, l'amplitude de la vibration radiale atteint le double de la fréquence à la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée selon le degré de desserrage du roulement.

II.6.1.4 Dommages à l'équipement (dent défaillante)

Dans le phénomène d'engrènement, un choc se produit chaque fois qu'une dent avant est en contact avec une dent entraînée. Ceci génère une vibration dont la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents. S'il y a déformation du profil de la dent, la fluctuation de la charge sur la ou les dent(s) donne lieu à des fluctuations de vitesse et se traduit également par une modulation de fréquence (ou de phase). L'analyse spectrale de ce phénomène montre des bandes latérales situées de part et d'autre de la fréquence de maillage.

II.6.1.5 Tourbillonnement de film d'huile (manque d'huile)

Il se produit sur des paliers lisses peu chargés lubrifiés avec des lubrifiants hydrodynamiques. Il se produit en dessous de la moitié de la fréquence de rotation de l'arbre, de 0,42 à 0,48 fois la fréquence en fonction des caractéristiques du roulement.

Ceci, combiné au déséquilibre du rotor et à une fréquence de résonance proche de la vitesse de rotation, entraîne un fouettement du rotor.

II.6.1.6 Excitation hydrodynamique (cavitation)

Les variations de pression créées par les aubes de turbine passant devant les ailettes fixes produiront des oscillations de fréquence égale à la vitesse de rotation multipliée par le nombre d'ailettes tournantes et le nombre d'ailettes fixes.

II.6.1.7 Courroie de transmission en mauvais état

Le mauvais état d'une courroie trapézoïdale, variation de largeur, déformation, crée des variations de tension susceptibles d'induire des vibrations de fréquence égale à celle de la rotation de la courroie. Si les poulies ne sont pas correctement alignées, il y aura une composante axiale inhérente à cette vibration.

II.6.2 Phénomènes créant des pics à des fréquences indépendantes à celle du rotor

II.6.2.1 Vibrations de machines voisines

Le sol et les bases de montage peuvent transmettre les vibrations d'une machine à l'autre. Si on arrête la machine voisine connectée, le pic spectral disparaît.

II.6.2.2 Vibrations d'origine électrique

Les vibrations des parties métalliques du stator et du rotor sous l'excitation de champs électromagnétiques créent des pics à des fréquences égales à la fréquence du réseau et de ses harmoniques.

Cette augmentation des pics peut être le signe d'une détérioration du moteur. Ces pics disparaîtront évidemment lors de la coupure de courant.

II.6.2.3 Résonance de la structure ou du rotor

Chaque sous-composant de la machine a sa propre fréquence de résonance, qui est fonction de plusieurs paramètres, tels que la rigidité, la masse, la géométrie, etc. Si la fréquence d'une excitation est proche de la fréquence de résonance, un pic apparaîtra dans le spectre. Les machines sont toujours conçues de manière à ce que ces fréquences de résonance ne se produisent que dans des conditions transitoires, et non à des vitesses de fonctionnement.

II.6.3 Phénomènes qui modifient des composantes aléatoires du spectre

II.6.3.1 Cavitation

Ce phénomène de dynamique des fluides provoque des vibrations aléatoires qu'il faut identifier afin de modifier les caractéristiques d'aspiration de la pompe pour les éliminer. Il peut également être identifié par un bruit caractéristique.

II.6.3.2 Ecaillage des roulements

L'écaillage d'une piste de roulements provoque des chocs et une résonance du palier qu'il est facile d'identifier avec un appareil à mesure d'ondes de chocs. En analyse spectrale, ce phénomène se produit aux hautes fréquences, et la densité spectrale augmente avec la détérioration du roulement. Le frottement de la surface rugueuse produit des vibrations qui sont généralement à haute fréquence.

Si l'avarie du roulement ne comportait qu'un seul point, on pourrait voir apparaître un pic à une fréquence liée à la vitesse du rotor et aux dimensions du roulement (diamètre de pistes intérieures et extérieures, nombre de billes). Ceci est en fait extrêmement rare, car un seul point de détérioration ne tarde pas à se propager sur la surface de la piste et sur les autres pièces du roulement, créant ainsi une vibration de type aléatoire.

II.6.3.3 Frottements

Le frottement de la surface rugueuse produit des vibrations qui sont généralement à haute fréquence. L'état de surface et la nature du matériau de contact ont une influence sur l'intensité et la fréquence de la vibration résultante.

Ces phénomènes sont généralement sporadiques et donc difficiles à analyser et à suivre.

II.6.4 Chaîne de mesure

Elle doit remplir les fonctions suivantes :

- Convertir les vibrations mécaniques en signaux électriques. C'est le rôle du capteur dont le signal sera éventuellement amplifié pour le rendre exploitable.
- transmettre le signal ou le mettre en mémoire. C'est le rôle des appareils d'enregistrement ou des appareils de numérisation du signal.
- analyser le signal. C'est le rôle de l'analyseur.

II.6.4.1 Les capteurs

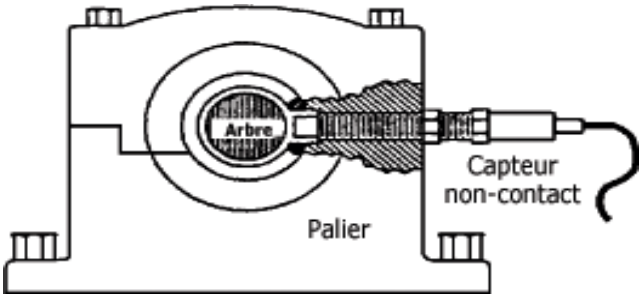


Figure II.6-3 Illustration d'un capteur sur un palier [23]

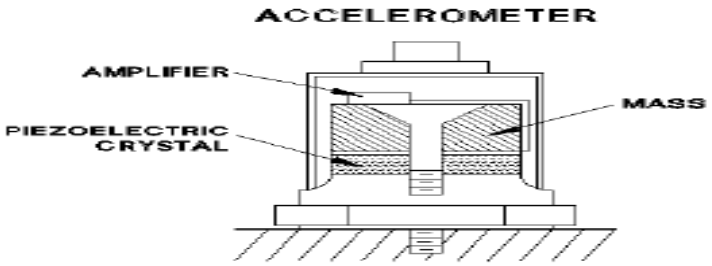


Figure II.6-3 Illustration d'un accéléromètre (capteur) [24]

Selon la gamme des fréquences étudiées ils doivent mesurer soit le déplacement, soit la vitesse ou l'accélération.

Chacun de ces paramètres a son capteurs spécifiques mais l'accéléromètre est le type de sonde le plus utilisé en raison de sa large gamme de fréquences et sa petite taille, il peut mesurer le déplacement ou la vitesse.

II.6.4.2 Les enregistreurs

Jusqu'à l'apparition récente d'appareils numérisant le signal dès la prise de mesure, on était contraint de collecter les informations sur un magnétophone portatif. Ces appareils à enregistrement analogique ont maintenant tendance à être supplantés par des appareils à enregistrement numérique qui sont souvent d'un encombrement plus faible et qui permettent la programmation de la tournée du technicien chargé d'effectuer les mesures.

II.6.4.3 Les analyseurs



Figure II.6-4 Illustration d'un analyseur réseaux Rohde&Schwarz

II.6.4.3.1 Appareils de mesure globale

Lorsqu'on effectue une mesure globale, la fonction de l'analyseur est assez sommaire. Dans ce cas, il se limite à nous donner directement soit une valeur crête, ou bien une valeur efficace de l'amplitude du signal mesuré.

II.6.4.3.2 Appareils à filtre accordable

Ce type d'appareil donne des mesures filtrées sur une gamme de fréquence choisie. De ce fait, on peut avoir une idée approximative de la forme du spectre. Pour Accélérer l'exploitation de la gamme complète des fréquences, on utilise des filtres passe-bande à pourcentage constant.

II.6.4.3.3 Filtre à pourcentage constant

Sa largeur est proportionnelle à la fréquence d'accord moyenne. Un filtre à 4% aura par exemple une largeur de bande passante de 4 Hz pour une fréquence centrale de 100 Hz et de 40 Hz pour une fréquence centrale de 1000 Hz.

Ce type de filtre peut balayer les hautes fréquences plus rapidement, mais comme la bande passante est trop grande, il est généralement incapable de détecter les bandes latérales importantes d'échec de maillage.

II.6.4.3.4 Filtre à largeur de bande constante

Ce type de filtre possède une largeur constante. Son inconvénient est qu'il faut beaucoup de temps pour couvrir les hautes fréquences.

II.6.4.3.5 Analyseurs du spectre en temps réel

L'analyseur de spectre en temps réel convertit les données temporelles en données fréquentielles et nous permet de visualiser tous les changements qui se produisent dans le domaine fréquentiel. Il effectue donc automatiquement la transformation de Fourier, soit par un système analogique, soit par un système digital.

Actuellement, les analyseurs de spectre modernes sont construits autour d'un microprocesseur utilisant l'algorithme FFT : Fast-Fourier-Transform, pour lequel il est nécessaire de numériser le signal. Ce sont donc des analyseurs digitaux.

Des appareils récents ont vu leur taille diminuer de façon à devenir réellement portables. Le signal est numérisé dès la prise d'informations et un écran de faibles dimensions permet de voir l'allure générale du spectre. Ces appareils peuvent mettre en mémoire un certain nombre de mesure qu'ils restitueront ensuite à un ordinateur pour traitement et archivage. Une analyse plus précise de spectre peut alors être effectuée ainsi que des comparaisons avec les spectres précédents.

II.6.5 Fonctions auxiliaires

Les analyseurs de spectre et les logiciels qui leur sont associés, lorsqu'intervient l'utilisation d'un ordinateur, permettent d'effectuer un certain nombre d'opérations telles que :

II.6.5.1 Zoom

Cette fonction permet d'afficher une bande de fréquence réduite sur toute la largeur de l'écran afin d'examiner plus facilement certains phénomènes, tels que les bandes latérales.

II.6.5.2 Différenciation et intégration

Des données prélevées par accéléromètre peuvent être converties par intégration en vitesse et déplacement et inversement de déplacement ou vitesse en accélération par différenciation.

II.6.5.3 Comparaison de spectres

Les comparaisons de spectres sont possibles grâce à la mise en mémoire des informations et à leur exploitation par le logiciel.

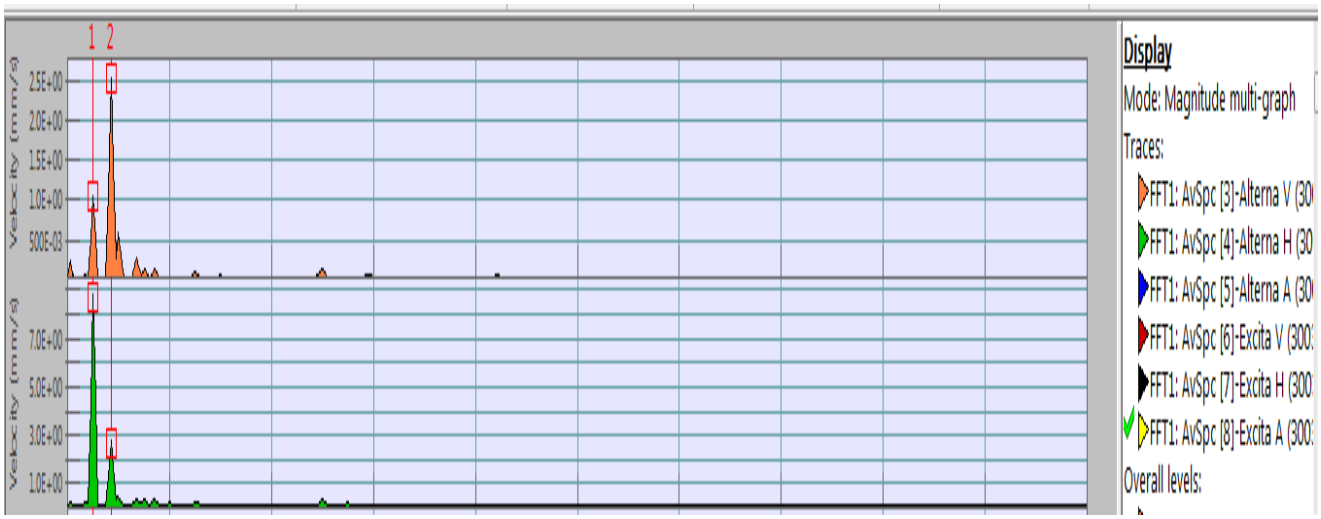


Figure II.6-5 Analyse spectrale FFT de la turbine d'Adrar [21]

II.6.5.4 Comparaison de spectres avec correction de vitesse de rotation

La comparaison de spectres ne peut s'effectuer valablement que s'ils ont été échantillonnés à la même vitesse de rotation. En effet, un écart de celle-ci décale les pics du spectre qui ne peuvent donc plus être comparés par soustraction.

II.7 Conclusion

Ce chapitre a présenté de façon globale, la manière de mener une analyse vibratoire après l'apparition où le signalement d'une variation palpable dans la vibration d'une machine tournante, ce qui rend ce document, un guide pratique lors de la résolution d'un problème de vibration, et peut ainsi, faciliter la rédaction d'un rapport de défaillance complet et détaillé.

Chapitre III

Equilibrage des machines tournantes

III.1 Introduction

Les progrès dans la conception et la fabrication de machines tournantes ont produit des machines de plus en plus efficaces. Les inévitables défauts d'usinage et de montage provoquent alors des problèmes importants. Parmi les défauts les plus répandus sur les machines de production d'électricité, le balourd est, sans doute, le plus fréquent.

Par définition, un balourd correspond à un déséquilibre du rotor du fait de la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie et du centre d'inertie avec l'axe de rotation.

Les constructeurs et exploitants cherchent à éliminer ces balourds pour augmenter la durée de vie des machines, pour optimiser leur rendement et pour assurer leur régularité de fonctionnement.

Bien que le rotor soit parfaitement équilibré lorsqu'il est neuf, l'usure, la dégradation ou les interférences peuvent provoquer de nouveaux balourds. Il en résulte une force centrifuge et des vibrations, entraînant une usure prématurée des roulements, une déformation de l'arbre et même une rupture. [6]

L'équilibrage étant le seul remède, consiste en un procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées.

On tiendra compte des principes et techniques d'équilibrage effectuées sur site et en atelier, à savoir, l'équilibrage sur un ou plusieurs plans. Aussi, il est nécessaire donc avant d'entamer toute opération d'équilibrage de bien choisir les appareils de mesure, l'emplacement des capteurs et de s'assurer de la bonne prise de mesures et du diagnostic final.

III.2 Notions de balourds

III.2.1 Balourds

Il est fameux qu'une pièce qui n'est pas parfaitement ronde, génère des efforts tournants dus aux balourds installés, qui est par ailleurs d'autant plus élevés que la vitesse de rotation augmente :

$$F = M\ x\ \Omega^2\ x\ R$$

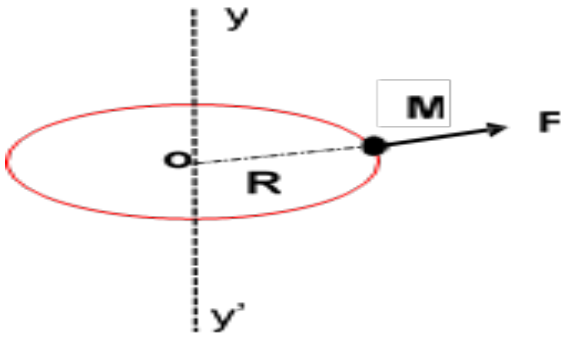


Figure III.2-1 Représentation d'une force centrifuge

Avec :

- F = Force centrifuge (N)
- M = Masse (kg)
- R = Rayon (m)
- W = Vitesse de rotation (rad/s) = 2 π.N / 60

La force centrifuge F est donc proportionnelle à la masse de la particule, au carré de la vitesse angulaire de rotation et à la distance de la particule à l'axe de rotation.

La force générée par le roulement lors du franchissement de la "vitesse critique" fait vibrer la machine, coïncidence d'une fréquence propre du rotor et de la vitesse excitatrice.

Ponctuellement, le problème est très simple. Il comprend le renvoi du centre de masse de l'axe de rotation. La difficulté rencontrée est que la répartition du balourd de l'ensemble du rotor est inconnue, de sorte que le balourd ponctuel ne peut pas être corrigé seul. Par conséquent, une définition plus stricte est que l'équilibrage est une opération qui minimise l'impact du déséquilibre sur les vibrations du rotor et la force transmise au roulement. La procédure utilisée consiste à appliquer un ensemble limité de déséquilibres corrigés à cette distribution de déséquilibre inconnue afin que l'ensemble fonctionne de manière satisfaisante. La maintenance préventive passe par une surveillance permanente de leurs vibrations. Un comportement sain est synonyme de faibles niveaux de vibrations et de leur constance dans le temps.

III.2.2 Origine des balourds

La distribution de balourd d'un rotor est liée à la position du centre de masse de chacun des tronçons élémentaires par rapport à la ligne de rotation, elle-même différente de l'axe géométrique passant par les centres des paliers.

Les vibrations produites par un rotor déséquilibré créent une surcharge sur les paliers et sur la structure de la machine. Il peut être possible de juger si un rotor est correctement équilibré, par un fonctionnement correct et silencieux, mais il peut s'introduire néanmoins des erreurs même pour un praticien expérimenté.

III.2.3 Balourd résiduel admissible

Idéalement, une machine parfaitement équilibrée ne vibre pas. Mais en fait, tout rotor, même après équilibrage, présente encore un balourd résiduel.

On appelle balourd résiduel admissible ***(U_{adm})*** la valeur maximale du balourd sous laquelle le balourd résiduel est considéré comme acceptable. Plus la masse du rotor est importante, plus le déséquilibre résiduel admissible est important.

C'est pourquoi, il existe un rapport entre le balourd résiduel admissible et la masse du rotor ***M*** en termes de **balourd spécifique résiduel admissible (e_{adm})** donné par la formule :

$$e_{adm} = \frac{U_{adm}}{M}$$

Avec :

- **e_{adm}** = Balourd spécifique résiduel admissible.
- **U_{adm}** = Balourd résiduel admissible.
- **M** = Masse du rotor**.**

III.2.4 Conséquence des balourds sur les rotors

Un mauvais équilibrage des rotors des turbomachines peuvent engendrer une ou plusieurs des situations suivantes :

- Une diminution de la durée de vie de la machine, des roulements et de l'intégrité de la structure ;
- Un accroissement de la fréquence des entretiens requis par la machine ;
- Groupe limité en énergie pour cause de vibrations élevées conduisant à une production d'électricité de moins bon rendement.
- Une détérioration de la qualité de vie au travail en ce qui a trait au bruit, à la sécurité et au confort (vibrations transmises au corps par le plancher par exemple).

- Il n’est pas conseillé et même parfois dangereux, de conserver les pièces non équilibrées ou même mal équilibrées, produisant des forces et des moments de forces centrifuges. On pense souvent aux inhomogénéités de matériaux, mais d’autres causes beaucoup plus courantes et plus fondamentales peuvent provoquer un déséquilibre de masses et donner naissance aux phénomènes suivants :
- Un défaut des paliers : (assemblage défectueux, grippage, imprécision ou encrassement des roulements à billes, jeu incorrect des paliers lisses….).
- Un mauvais alignement.
- Un jeu pour excentricité des brides d'accouplement
- Une flexion des parties en rotation.
- Un serrage des éléments d'accouplement.
- Des forces aérodynamiques et hydrodynamiques.
- Une action des forces de gravité sur un rotor d'une rigidité asymétrique autour de l'axe de rotation.
- Des forces magnétiques non compensées.
- Des déplacements causés par la dilatation thermique.
- Pressions dynamiques importantes sur les paliers, superposées aux pressions statiques ainsi qu’aux pressions dues au fluide ; il en résulte une surcharge importante, une usure rapide et une diminution de la durée de vie des paliers. Un équilibrage correct assure une meilleure formation du film d’huile.
- Ruptures de fatigue sur les carters, supports et fondations, ruptures brutale des pièces en rotation ; ceci se présente en particulier lorsque les machines à grande vitesse tournent en passant par une vitesse critique de l’arbre ou traversant les zones de résonance de carters bâtiments ou plancher.
- Diminution de serrage provoquée par les vibrations dans les assemblages par vis ou par cales. Avaries par ruptures causées par le desserrage des vis et écrous des bâtis de moteurs.
- Emission de bruits désagréables à grande vitesse. Un fonctionnement ‘tranquille’ sans bruit est presque toujours même inconsciemment pris comme critère du degré d’équilibrage.

III.3 Assemblage des pièces

L'assemblage des pièces tournantes sur l'arbre déplace naturellement leurs centres de masse. On pense en particulier aux turbines avec les tolérances de fabrication des gorges de fixation des ailettes comme sur la figure ci-dessous. C'est également le cas pour les moteurs où les tiges sont installées dans des fentes ou les bobines sont assemblées sur des pôles saillants



Figure III.3-1 Rotor de turbine à vapeur industrielle

.

III.4 Rotors rigides et flexibles

III.4.1 Classification des équilibrages

On pratique des équilibrages en rotor rigide et des équilibrages en rotor flexible. La distinction entre ces deux modes est relative à la position de la vitesse d'équilibrage, à ne pas confondre avec la vitesse de service.

On réalise un **équilibrage en rotor rigide** à une vitesse inférieure de 70 à 80 % de cette vitesse critique. Il suffit alors de corriger l'effet du balourd de corps solide par l'intermédiaire de deux plans de correction choisis arbitrairement.

Lorsque la vitesse d'équilibrage est plus élevée, il faut un **équilibrage en rotor flexible**, permettant de corriger l'effet du balourd sur les modes propres élastiques, en agissant sur plus de deux plans de correction.

III.4.2 Critères d'équilibrage

La norme internationale ISO 1940, "Mechanical Vibration-Quality Requirements for Rigid Rotor Balance", fournit des recommandations pour la spécification du balourd résiduel admissible et de la qualité de l'équilibrage du rotor. Cela dépend de leur type, de leur qualité et de leur vitesse de fonctionnement maximale. A chaque fois qu'une opération de contrôle

industriel est effectuée, le résultat doit être comparé à la norme. Les normes et codes de construction des machines (ou les contrats) fixent des critères, voir exemple ci-dessous :

- G 250 : pour les gros moteurs Diesel rapides à 4 cylindres ;
- G 100 : pour les moteurs complets de voitures, camions et de locomotives ;
- G 40 : pour les roues de voitures, les vilebrequins de moteur ;
- G 16 : pour les arbres d'hélice ;
- G 6,3 : pour les ventilateurs, les machines-outils, les moteurs électriques ;
- G 2,5 : pour les turbines, alternateurs, turbocompresseurs ;
- G 1 : pour les entraînements de meules ;
- G 0,4 : pour les broches de précisions, les gyroscopes.

La valeur numérique correspond à la vitesse efficace exprimée en millimètres par seconde (mm/s) de déplacement du centre de masse à la vitesse de rotation nominale. L'équilibre est le même Cette définition permet de calculer le balourd résiduel et ne peut être appliquée qu'aux rotors fonctionnant de manière rigide.

III.4.3 Vitesse d'équilibrage

La vitesse d'équilibrage fait partie de la définition du critère d'équilibrage. Il est souhaitable qu'elle corresponde à la vitesse nominale de rotation de la machine. Cela n'est pas toujours possible, notamment pour le cas de rotors aubes et l'expérience du fabricant intervient lorsque le nombre de fréquences propres traversées ou approchées en équilibrage est différent de celui du fonctionnement réel.

III.5 Pratique de l'équilibrage

Lorsque l'analyse en fréquence montre qu'il apparaît un pic d'amplitude stable et reproductible à la fréquence de rotation, cela signifie généralement que le rotor présente un balourd. Deux techniques sont possibles : l'équilibrage « en atelier » et l'équilibrage sur site ou « in situ ».

III.5.1 Équilibrage en atelier ou sur banc d'essai

Lorsque la cause du balourd est la rupture du rotor ou qu'au moins une partie du rotor est détériorée, il est évident qu'il doit être réparé avant de pouvoir être équilibré. Il faut donc le démonter.

De plus, si le balourd a créé des vibrations très importantes, il y a des risques que les roulements et/ou la structure aient été endommagés. Voici une deuxième raison de démonter pour réparer et effectuer l'équilibrage sur machine à équilibrer **appelé communément « équilibreuse ».**

L*'équilibrage* sur machine est rapide et facile de mise en œuvre. L'équilibreuse est équipée d'une instrumentation et de moyens de calculs autonomes sur microcalculateur. C'est un outil très performant.

Il existe une très grande variété d'équilibreuse. Le cas présenté ci-dessous représente une équilibreuse dont l'entraînement du rotor se fait par un moteur à vitesse variable à courant continu, avec éventuellement une boîte de vitesses.



Figure III.5-2 Entraînement du rotor à équilibrer par un moteur à vitesse variable à courant continu

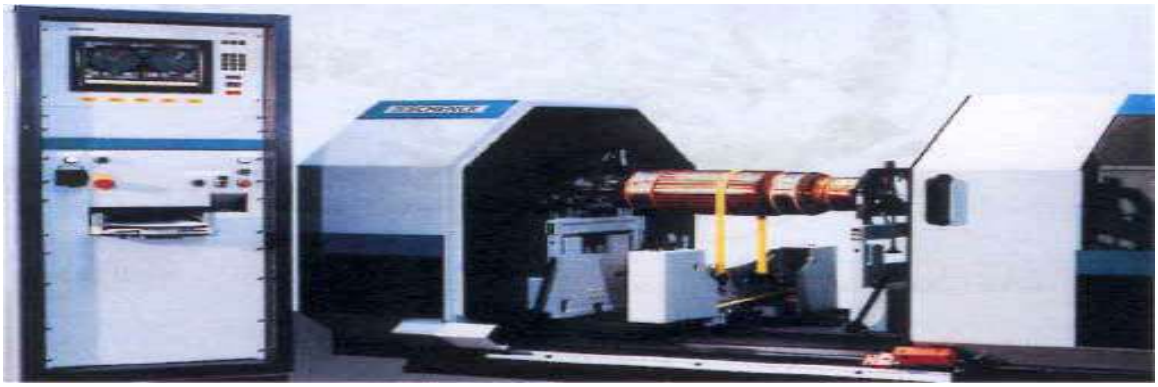


Figure III.5-1 Équilibrage de rotor de moteur électrique entraîné par courroie

A chaque fois que cela est possible, l'équilibrage s'effectue sur une machine d'équilibrage. Elle consiste en un banc supportant tous les composants utiles. Un moteur qui va entraîner le rotor à équilibrer par l'intermédiaire d'un cardan spécialement conçu afin de minimiser les vibrations dues au système d'entraînement. Il possède plusieurs paliers de vitesses et porte un dispositif de référence angulaire ainsi qu'un indicateur d'angles. De telles machines sont aussi requises pour l'équilibrage des rotors de turbines à vapeur, de pompes, de compresseurs industriels, de rotors de turbines à gaz d'avion, etc.

Le rotor à équilibrer est porté par deux paliers à ajuster selon le diamètre du rotor. Ils sont libres de se déplacer dans la direction horizontale, perpendiculaire à l'axe de rotation. Les mouvements des paliers sont dus aux déséquilibres et sont mesurés par des capteurs de vibrations (voir Equilibreuse SCHENCK R2N en figure II.14).



Figure III.5-3 Equilibreuse SCHENCK R2N

III.5.2 Équilibrage sur site (ou sur le terrain)

L'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, permet d'arriver à ses fins sans avoir à démonter le rotor, est appelé ***équilibrage in situ***. Il s'agit de la méthode d'équilibrage la plus couramment utilisée par le personnel de maintenance. En effet, l'équilibrage des rotors "sur le terrain" offre de nombreux avantages par rapport à l'équilibrage "en atelier" :

- Le rotor est équilibré dans des conditions de fonctionnement normales :
  - température de service (dilatation des matériaux) ;
  - vitesse de service ;
  - conditions aérodynamiques (pour un ventilateur) ;
  - conditions hydrauliques (pour une pompe) ;
  - jeux des roulements et des accouplements ;
  - présence de résonances.
- Le démontage, le réassemblage et le réalignement ne sont pas nécessaires ;
- Les temps d'arrêt sont considérablement réduits.

Les mesures sont effectuées au moyen d'un appareillage portatif incluant au minimum un analyseur de vibrations, un capteur de vibrations, une sonde photo-électrique et un programme

l'équilibrage. Le programme d'équilibrage est également souvent intégré au logiciel d'exploitation de l'analyseur.

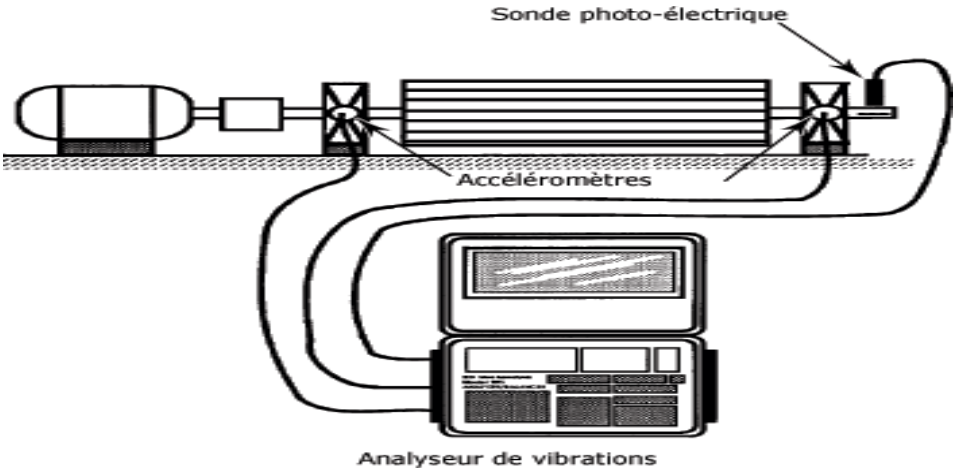


Figure III.5-4 Equilibrage in situ

Les **indicateurs d'équilibrage** traitent les signaux vibratoires de chacun des deux paliers, les filtrent sur la vitesse de rotation pour en extraire les amplitudes et phases par rapport au rotor



Figure III.5-5 Indicateurs d'équilibrage

des composantes synchrones. En donnant, de plus, le type de rotor et la distance entre les paliers et les deux plans de correction choisis, l'affichage donne directement sur des diagrammes polaires les balourds supposés exister dans ces deux plans.

III.6 Techniques d'équilibrage

III.6.1 Disposition de balourds correcteurs

Pour un rotor symétrique simple, on s'intéresse ici aux conditions élémentaires de la (**figure ci-dessous**), dans laquelle G est le centre de masse de l'ensemble du rotor et les flèches symbolisent des corrections installées.

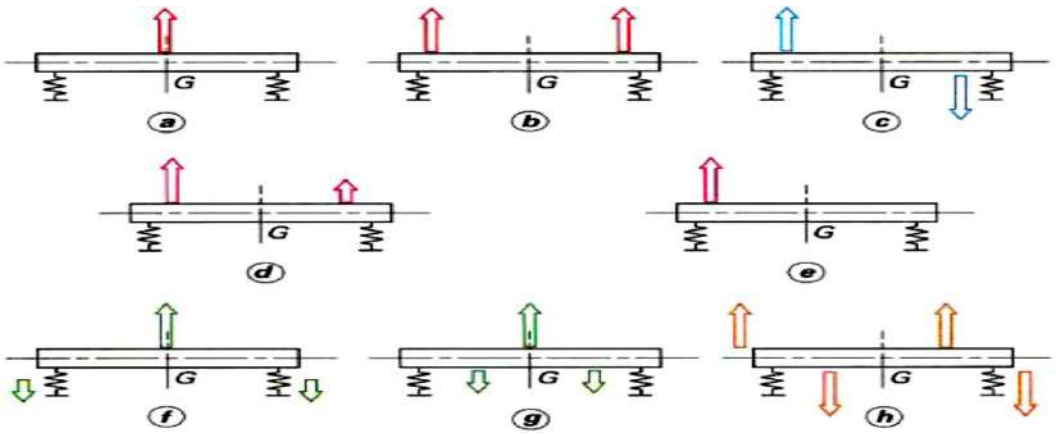


Figure III.6-1 Rotor symétrique simple : dispositions types de balourds

III.6.2 Balourds correcteurs

Les balourds correcteurs sont apportés de différentes manières :

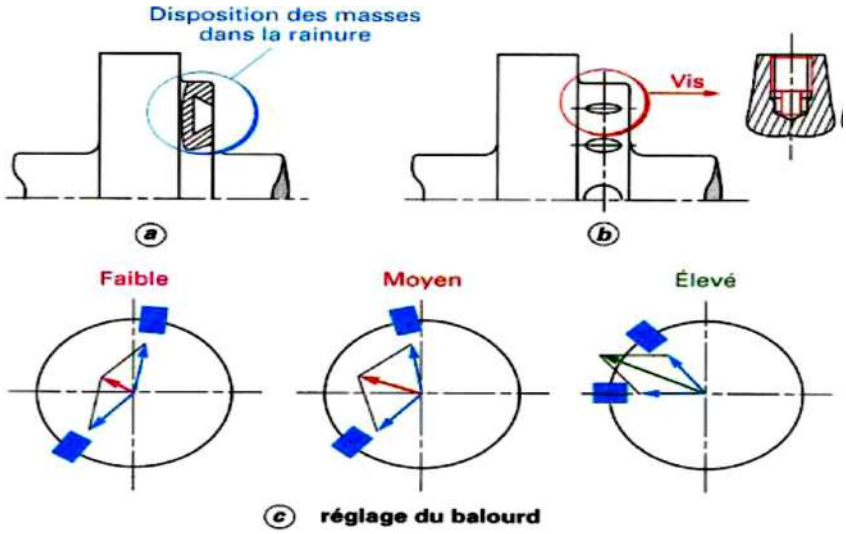


Figure III.6-2 Balourds correcteurs mécaniques réglables

- **Enlèvement de masse :** de la structure elle-même ; par exemple, par meulage des flancs d'une roue ou par perçage sur une piste en périphérie ou, encore, par fraisage des vilebrequins ;
- **Apport de masse :** sur la structure : ajout de résine sur un matériau composite ;

- **Déplacement circonférentiel de masse** : masses logées dans une rainure (**figure ci-dessus (a)**) dont les positions angulaires permettent d'ajuster amplitude et phase ;
- **Déformation de la pièce :** pour déplacer la masse : fraises de dentistes ;
- **Implantation de rangées de vis :** (12 vis à 30° sur les 360° de la périphérie) dont on ajuste les longueurs, donc les masses (**figure b**).

Ces balourds correcteurs mécaniques peuvent être répartis suivant le besoin.



Figure III.6-3 Rainure et masses d'équilibrage d'une turbines à gaz de Boufarik [25]

III.7 Principe de l'équilibrage [7]

III.7.1 Bases de l'équilibrage

- Equilibrer signifie améliorer la répartition des masses d'un rotor de telle manière que les forces centrifuges libres autour de l'axe de rotation imposé par le constructeur ne dépassent pas les tolérances admises.
- De façon générale, on réunit sous le terme équilibrage deux opérations partielles : la mesure du balourd et la compensation du balourd.
- Un rotor est parfaitement équilibré si son axe principal d'inertie se confond avec son axe de rotation, l'équilibre du rotor est perturbé et le rotor est affecté par le balourd B.
- Suivant la répartition du balourd tout au long du rotor, on distingue trois types de balourd :

III.7.1.1 Le balourd statique :

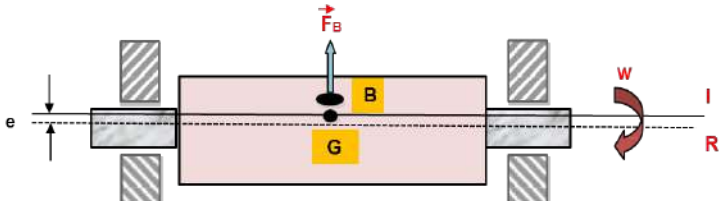


Figure III.7-1 Représentation d'un balourd statique

L'axe principal d'inertie et l'axe de rotation sont parallèles mais non confondus

Avec :

- **G** = Centre de masse
- **e** = Excentration du centre de masse en (µm)
- **B** = Balourd (g. mm)
- **w** = Vitesse angulaire (rad/s)
- **I** = Axe principal de rotation
- R = Axe de rotation

III.7.1.2 Le couple de balourd :

L'axe principal d'inertie forme un angle non nul par rapport à l'axe de rotation et leur intersection coïncide avec le centre de masse.

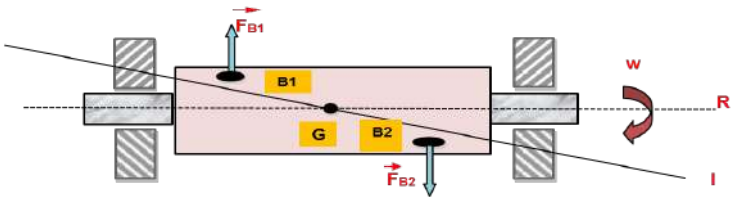


Figure III.7-2 Représentation d'un balourd couple

III.7.1.3 Le balourd dynamique :

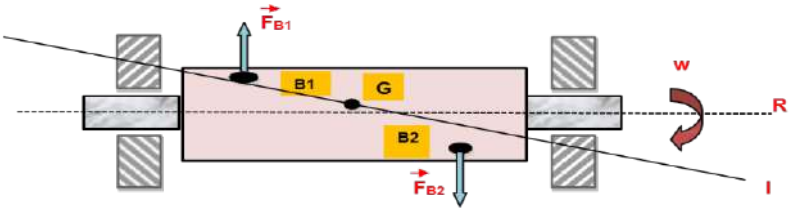
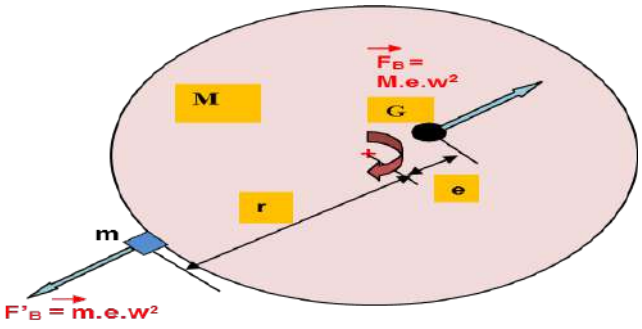


Figure III.7-3 Représentation d'un balourd dynamique

Pour des raisons de construction, les rotors présentent généralement des balourds statiques et également un couple de balourd, donc un balourd dynamique.

La force du balourd $\vec{F}_B$ peut être compensée par une force centrifuge $F_B^{'}$ générée par une masse



m *Figure III.7-4 Disque tournant avec une excentration e du centre de masse G*

Si, sur un disque équilibré de masse **M**, on place une masselotte **m** sur un rayon **r**, le centre de masse se déplace de la valeur **e** par rapport à l'axe de rotation. D'après les lois de la statique :

$B = e * M = m * r$ Ce qui donne $e = \frac{m*r}{M}$

Le produit $m.r$ est désigné par le balourd **B**, et la grandeur **e** par le balourd rapporté à la masse ou par excentration du centre de masse.

B a pour unité le **(g.mm) ;**

e a pour unité le **(g mm / kg)** ou **(µm) ;**

Si le rotor est maintenu dans les paliers rigides, la force centrifuge doit être absorbée totalement par les paliers, les supports de paliers et les fondations. La force centrifuge développée par le balourd excite en même temps la machine assemblée – surtout les paliers – et la fait vibrer à la fréquence de rotation du rotor.

III.7.2 Équilibrage statique et équilibrage dynamique

Pour éliminer le balourd, il faut rétablir une répartition homogène des masses par apport (ajout) ou par enlèvement de matière. En fonction du type de balourd, on distingue l'équilibrage statique et l'équilibrage dynamique.

III.7.2.1 Équilibrage statique ou équilibrage en un plan

Le balourd statique d'un rotor peut être éliminé par une correction de masse dans un seul plan radial. Pour déterminer le balourd, il suffit en général de relever la vibration qui se manifeste sur un palier. Toute l'opération est appelée équilibrage en un plan ou encore équilibrage statique.

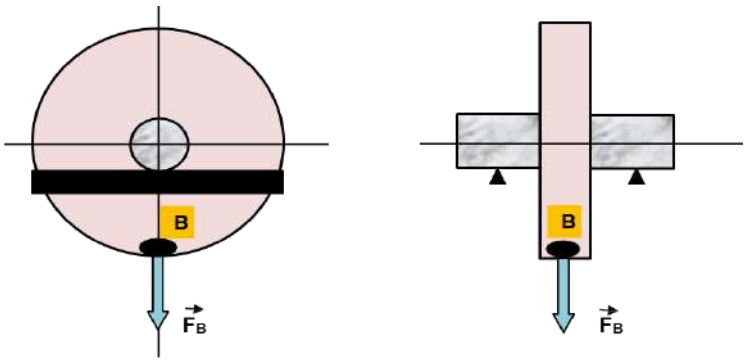


Figure III.7-5 Exemple de rotor balourdé pouvant être déterminé par simple balancement sur des couteaux

L'élimination ou la réduction du balourd statique a pour effet, surtout dans le cas de pièces étroites en forme de disque, d'améliorer sensiblement la tranquillité de marche.

Voici quelques exemples de rotors pour lesquels un équilibrage statique suffit dans la plupart des cas :

- ✓ Meule,
- ✓ Poulies,
- ✓ Volants d'inertie,
- ✓ Pignons,
- ✓ Accouplements,
- ✓ Mandrins de tours,
- ✓ Outils de fraiseuses,
- ✓ Ventilateurs minces…etc.

Par un équilibrage statique, on ne peut compenser que la composante statique du balourd. En règle générale, cette compensation est suffisante pour les pièces minces, tournant sans voilement. Pour déterminer le balourd, il suffit de les faire balancer ou rouler sur des couteaux, ou encore de les peser dans le plan du centre de masse. On obtient alors une meilleure précision si le balourd est déterminé pendant la rotation soit sur machine à équilibrer, soit en service avec un appareil de mesure portable. Pour la compensation, on fera une correction de masse dans un plan radial du rotor, de préférence dans le plan du centre de masse.

III.7.2.1.1 Préparation de la mesure

Avant de lancer le rotor, il convient de le graduer sur une partie visible. Cette graduation servira à repérer les directions de tarage et de compensation. Le sens de graduation ou sens de comptage est toujours inverse au sens de rotation de l'arbre. Le nombre de graduations pourra être variable et dépend du problème posé.

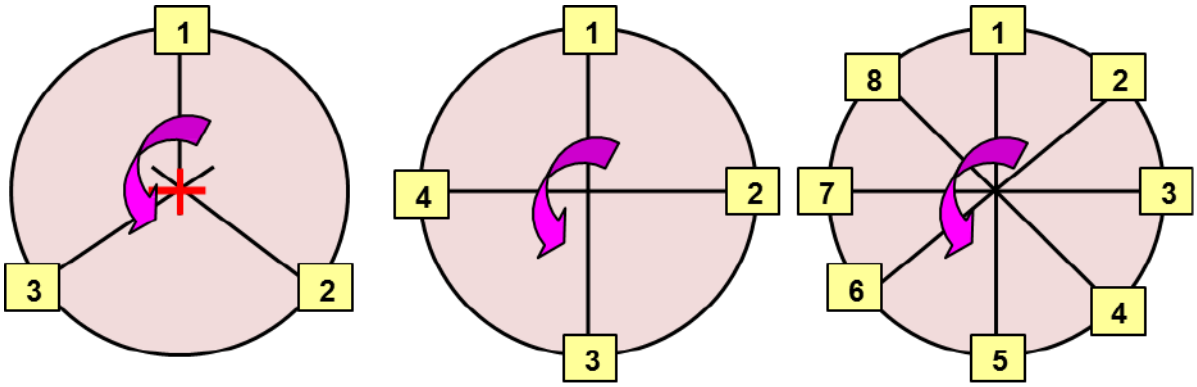


Figure III.7-6 Exemple de graduation du rotor

- : Sens de rotation de l'arbre
- 1- 2 -……n : Sens de comptage ou sens inverse de rotation de l'arbre

Le capteur de vibration est placé sur le palier le plus proche pour compensation, dans la direction la plus sensible.

- ➢ Un capteur de référence de phase est également installé.

- La vitesse de rotation doit être maintenue constante et être reproductible.
- Il faut préparer un bloc note (registre) sur lequel seront consignés tous les résultats des mesures.

III.7.2.1.2 **Déroulement de l'équilibrage**

Deux lancers de mesure sont nécessaires. Des lancers supplémentaires peuvent être réalisés pour vérifier la fidélité ou la reproductibilité des mesures.

- **Lancer N°1 : (Lancer initial)**

- lancer la machine à la vitesse d'équilibrage choisie.
- Mesurer le module et la phase de la vibration due au balourd initial **(I).**
- Arrêter la machine.

- **Lancer N°2 : (Lancer de tarage)**

- Fixer sur le rotor, à un emplacement prédéterminé, une masse d'essai **Me** (ou de tarage) de valeur connue dans le plan prévu pour la compensation.
- Lancer la machine à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer le module et la phase de la vibration due au balourd résultant (**E**).
- Arrêter la machine.
- Retirer la masse.

NB : Manuellement (par la méthode graphique), le vecteur tarage sera enfin de compte le déplacement du vecteur balourd initial **(I)** vers la position dû au rajout de la masse d'essai **(E)**.

$$M_c = \frac{M_e * I}{T}$$

Me :Masse d'essai.

Mc : Masse corrigé.

T : Vecteur de tarage.

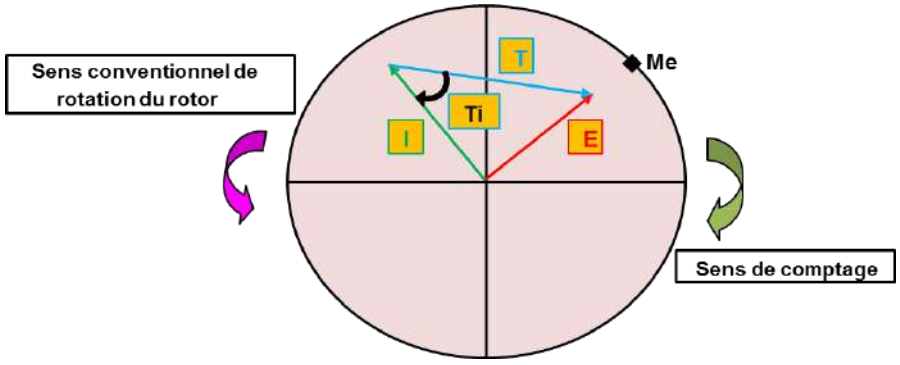


Figure III.7-7 Equilibrage graphique en 1 plan

III.7.2.2 Équilibrage dynamique ou équilibrage en deux plans

Pour les rotors longs, il ne faut pas négliger le couple du balourd. Pour déterminer le balourd, il faut mesurer les vibrations de chaque palier du rotor. Un rotor supporté par deux paliers aura

donc deux plans de mesure. Un balourd dynamique est caractérisé par un couple de forces centrifuges provoquant des réactions en opposition de phase sur les paliers. Dans ce cas, un équilibrage dynamique est généralement indispensable. Contrairement au balourd statique, le couple du balourd ne se manifeste que pendant la rotation. La compensation de balourd d'un rotor à double palier nécessite une correction de masse sur au moins deux plans radiaux.



Figure III.7-8 Ce rotor doit être équilibré en plusieurs plans

Voici quelques exemples typiques de rotors pour lesquels un équilibrage dynamique est presque toujours nécessaire :

- ✓ Induits de moteurs électriques,
- ✓ Rotors de générateurs,
- ✓ Rotors de compresseurs,
- ✓ Turbines, roues de pompes,
- ✓ Arbres de débroussailleuses,
- ✓ Ventilateurs larges…etc.

En règle générale : un rotor en état rigide doit être équilibré :

- ➢ En 01 plan : si son diamètre moyen est très supérieur à sa longueur : **Ø >> L**.
- ➢ En 02 plans : si son diamètre moyen est très inférieur à sa longueur. **Ø << L.**

Attention : sur une pièce en forme de disque (donc **Ø >> L**), l'existence éventuelle d'un voile fera apparaître un couple de balourd, qui ne pourra pas être compensé en un plan.

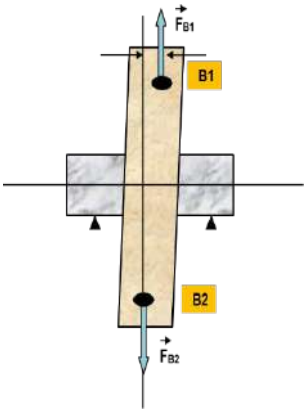


Figure III.7-9 Couple de balourd sur un disque voilé

Dans certains cas (déformation élastique du rotor, lignes d'arbres à plus de deux paliers), deux plans de compensation ne sont pas suffisants : il faut avoir recours à des méthodes spécifiques [7] comme le schéma présenté ci-dessous :

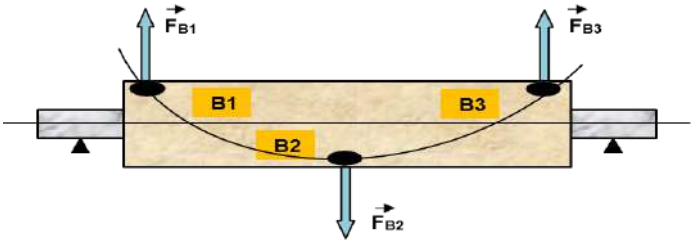


Figure III.7-10 Un rotor en état flexible doit être équilibré en plus de 2 plans

III.7.2.2.1 Préparation de la mesure

La préparation de la mesure est identique à celle de l'équilibrage en un plan. Il suffit, dans le cas de l'équilibrage en deux plans, de fixer les capteurs sur deux paliers et de choisir deux plans de compensation aussi distants que possible l'un de l'autre.

III.7.2.2.2 Déroulement de l'équilibrage

III.7.2.2.2.1 Méthode classique par calcul logiciel

Trois lancers de mesure sont nécessaires. Des lancers supplémentaires peuvent être réalisés pour vérifier la fidélité ou la reproductibilité des mesures.

- **Lancer N°1 : (Lancer initial)**

- Lancer la machine à la vitesse d'équilibrage choisie.
- Mesurer les modules et les phases des vibrations dues aux balourds initiaux successivement dans les plans de mesure 1 et 2.
- Arrêter la machine.

➢ **Lancer N°2 : (Lancer de tarage N°1)**

- Fixer sur le rotor, à un emplacement prédéterminé, une masse d'essai **Me_1** de valeur connue dans le plan 1 prévu pour la compensation. La position angulaire et la masse de tarage sont choisies arbitrairement.
- Lancer la machine à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer les modules et les phases des vibrations dues aux balourds résultants successivement dans les plans de mesure 1 et 2.
- Arrêter la machine.

➢ **Lancer N°3 : (Lancer de tarage N°2)**

- Retirer la masse **Me_1**.
- Fixer sur le rotor, à un emplacement prédéterminé, une masse d'essai **Me_2** de valeur connue dans le plan 2 prévu pour la compensation. La position angulaire et la masse de tarage sont choisies arbitrairement.
- Lancer la machine à la vitesse d'équilibrage.
- Mesurer les modules et les phases des vibrations dues aux balourds résultants successivement dans les plans de mesure 1 et 2.
- Arrêter la machine.
- Retirer la masse **Me_2.**

III.7.2.2.2.2 Représentation des vibrations à l'aide de variable complexe

La vibration harmonique $x = a \sin(\omega t + \varphi)$ peut être représentée dans le plan complexe par la variable Z.

$$\boldsymbol{Z = a\, e^{-i\omega t + \varphi} = x + i\, y = a\,[\cos(\omega t + \varphi) + \sin(\omega t + \varphi)]}$$

La partie réelle de cette expression représente une vibration harmonique sur l'axe x et la partie imaginaire, une autre vibration sur l'axe y.

$$\boldsymbol{x = \mathcal{R}(Z) = a\cos(wt + \varphi)}$$
$$\boldsymbol{y = \mathrm{Im}(Z) = a\sin(wt + \varphi)}$$

Equilibrage d'un rotor rigide en 2 plans avec mesure de l'amplitude et de la phase :

- α, β = coefficients d'influence

- **A_0, B_0** = vibrations résultants du balourd initial

Recherche du déterminant :

$$\Delta = \begin{vmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 \\ \beta_1 & \beta_2 \end{vmatrix} \quad \Delta_1 = \begin{vmatrix} A_0 & \alpha_2 \\ B_0 & \beta_2 \end{vmatrix} \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} \alpha_1 & A_0 \\ \beta_1 & B_0 \end{vmatrix}$$

$$\begin{cases} \Delta = \alpha_1 \beta_2 - \alpha_2 \beta_1 \\ \Delta_1 = A_0 \beta_2 - B_0 \alpha_2 \\ \Delta_2 = \alpha_1 B_0 - \beta_1 A_0 \end{cases}$$

- Lancer initial

$$\alpha_1 U_1 + \alpha_2 U_2 = A_0 \qquad \textit{Équation 0–1}$$

$$\beta_1 U_1 + \beta_2 U_2 = B_0 \qquad \textit{Équation 0–2}$$

- Lancer de tarage N°1

$$\alpha_1 (U_1 + m_1) + \alpha_2 U_2 = A_1 \qquad \textit{Équation 0–3}$$

$$\beta_1 (U_1 + m_1) + \alpha_2 U_2 = B_1 \qquad \textit{Équation 0–4}$$

- Lancer de tarage N°2

$$\alpha_1 U_1 + \alpha_2 (U_2 + m_2) = A_2 \qquad \textit{Équation 0–5}$$

$$\beta_1 U_1 + \beta_2 (U_2 + m_2) = B_2 \qquad \textit{Équation 0–6}$$

Ayant déterminé α_1, α_2, β_1 et β_2, les ci-dessusÉquations III-1 et Équations III-2 permettent de déterminer les balourds U_1 et U_2.

III.8 Conclusion

L'équilibrage est l'une des opérations de maintenance les plus complexes, et comprendre le phénomène théoriquement peut grandement faciliter la mise en pratique de ses techniques, ce chapitre offre une vision globale sur ce phénomènes et ses différents aspects les plus connues pour pouvoir le mesurer et palier aux problèmes qu'il engendre, c'est à dire pour arriver à un compromis tolérable de vibrations

Chapitre IV

Etude de la stabilité du rotor de la turbine à Gaz : Siemens EA94.3A

IV.1 Introduction [8]

La dynamique des machines tournantes est utilisée pour analyser les systèmes constitués de paliers et de rotor et en modéliser le comportement des structures en rotation. Les modélisations et analyses d'arbre tournant ont été réalisées pour la première fois par Rankine en 1869. Par la suite, la dynamique des rotors a été développée par l'interaction théorie-pratique. Jeffcott a publié un article pour résoudre le conflit entre théorie et pratique en 1919 où il a confirmé l'existence de vitesses supercritiques. Après le travail de Jeffcott, beaucoup d'autres ont été remarqués dans le domaine des instabilités et des techniques de modélisation. [9] Ruhl et Booker [10] ont d'abord proposé une approche par éléments finis dans la modélisation d'un système de palier à turboréacteur. Un modèle d'éléments finis incluant les effets de l'inertie rotative, des moments gyroscopiques et de la charge axiale ont été développés par Nelson et McVaugh. [11] Nelson [12] a utilisé la théorie des poutres de Timoshenko pour inclure les effets de cisaillement transversaux dans la simulation des systèmes de rotor.

Ozguven et Ozkan [13] ont étendu le modèle de Timoshenko pour inclure les effets des inerties transversale et rotative, des moments gyroscopiques, des charges axiales, de l'amortissement interne (structurel), de l'amortissement visqueux et des déformations de cisaillement en un seul modèle. L'analyse dynamique à l'aide d'un modèle à rotor solide a été, pour la première fois présentée par Rao. [9] La méthode des éléments finis (MEF) est la technique numérique la plus utilisée aujourd'hui pour les problèmes de dynamique des rotors pour son efficacité et la commodité de la modélisation malgré l'utilisation intensive de la matrice de transfert. [14]

IV.2 Modélisation des rotors et des paliers [8]

Dans les applications réelles, les systèmes en dynamique des rotors sont modélisés par une linéarisation, qui est suffisante pour analyser le système. La MEF est capable de résoudre des équations dynamiques. [15] Le vecteur de déplacement dans l'équation dynamique générale est exprimé comme suit:

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [\mathrm{K}]\{\mathrm{U}\} = \{\mathrm{f}\} \qquad \text{Équation 0–1}$$

Où [M], [C] et [K] sont les matrices de masse, d'amortissement et de rigidité, et {f} est le vecteur des forces externes. L'équation dynamique d'un rotor tournant à vitesse constante s'écrit:

$$[M]\{\ddot{U}\} + ([G] + [C])\{\dot{U}\} + [\mathrm{K}]\{\mathrm{U}\} = \{\mathrm{f}\} \qquad \text{Équation 0–2}$$

Où [G] est la matrice des effets gyroscopiques qui dépend de la vitesse de rotation et est le principal contributeur à l'analyse dynamique des machines tournantes. [16]

IV.3 Etude de la stabilité des machines tournantes

L'une des méthodes qu'on utilise pour la résolution des équations telle que les précédentes (Équations IV-1 et Équations IV-2) suivant le modèle de Jeffcot est la méthode de résolution exponentielle, ou bien :

$$u_i(t) = e^{s_i t}$$

Avec :

$$s_i = \lambda_i \pm j\omega_{di} \qquad \text{Et} \qquad j = \sqrt{-1}$$

Tel que :

L'indice i varie proportionnellement aux degrés de liberté du modèle étudié. i = 1,2,…,N_{ddl}.

N_{ddl} : Nombre de degrés de liberté.

s_i : le mode propre du système.

λ_i : le facteur d'amortissement exponentiel, la partie réelle du mode propre.

ω_d : la pulsation propre amortie, la partie imaginaire du mode propre.

u(t) : la réponse temporelle du système.

On peut juger la stabilité d'un système palier-rotor suivant le signe résultant de son facteur d'amortissement exponentiel λ, par des critères biens définit ci-dessous, donc si :

- $\lambda_i < 0$, ça implique que le mode propre est stable.
- $\lambda_i = 0$, implique un mode propre critique.
- $\lambda_i > 0$, implique dans ce cas, un mode propre instable. [17]

Le coefficient d'amortissement ξ, grâce à la relation qu'il entretient avec le facteur d'amortissement exponentiel λ et qui est présenté dans la formule ci-dessous, peut tout aussi bien nous informer sur l'état stable ou non de notre machine, sauf que le critère de stabilité suivant ce paramètre, change de façon opposée, c'est-à-dire qu'à l'inverse de λ, une valeur positive de ξ témoigne d'un état stable du rotor. Il peut être exprimé de bien manières telles que la suivante :

$$\xi = \frac{-\lambda_i}{\sqrt{{\lambda_i}^2 + {\omega_{di}}^2}} = \frac{-\lambda_i}{|s_i|}$$

Sur les simulations qui vont suivre sur ce chapitre, le logiciel se réfère à ce coefficient afin de déterminer l'état de stabilité des vitesses critiques calculées et elles sont, par la suite affichées

et classées par ordre sur un tableau dans le fichier de sortie (SCRATCH) du code à la fin de chaque simulation.

IV.4 Modélisation numérique

À l'aide d'ANSYS MECHANICAL APDL, nous avons développé un code, en s'inspirant de celui d'un modèle fictif crée par Yu Huyao [18], qui modélise en éléments finis le système palier-rotor du turbocompresseur de la centrale électrique d'El Hamma à Alger centre, c'est-à-dire une turbine à gaz de modèle 94.3 A. Ce qui nous a permis une vaste étude sur les paramètres structurels de la machine, cependant, nous allons nous concentrer sur ceux qui optimisent la stabilité dynamique de l'engin. L'arbre est maillé avec un élément poutre, BEAM188 pour l'analyse de la réponse au balourd. Pour modéliser le compresseur et la turbine en tant que disques, nous avons utilisé l'élément MASS21 et enfin, pour la combinaison palier régule, nous avons choisi l'élément COMBI214.

Le système est excité par la première vitesse harmonique, c'est-à-dire une excitation par rotation et tourne à une vitesse de 3 000 tours par minutes, n'ayant pas assez de données techniques pour cause de confidentialité vis-à-vis du constructeur Siemens nous avons dû estimer ces valeurs et nous référer à une thèse [19] des informations que nous allons détailler ci-dessous

IV.5 Propriétés géométriques [4]

Densité massique : 7850 Kg/m^3,

Module de Young : 2 x 10^{11} Pa,

Coefficient de Poisson : 0.30,

Section turbine :

D = 0.60 m, et de longueur. L = 1.7 m,

Section compresseur :

D = 0.80 m, et de longueur : L = 3.2 m,

Arbre principal :

D = 0.32, Longueur: L = 10.5 m.

Paramètres des paliers : [19]

Palier Buté :

K_{zz} : 1.I0^{12} N/m; C_{zz} : 8.10^3 N.s/m

Palier 1 (coté compresseur) :

K_{xx} : 1.I0^8 N/m; C_{xx} : 1,2.10^3 N.s/m

K_{yy} : 8.l0^7 N/m; C_{yy} : 8.10^3 N.s/m

Palier 2 (coté turbine) :

K_{xx} : 7.I0^8 N/m; C_{xx} : 8.10^4 N.s/m

K_{yy} : 5.l0^7 N/m; C_{yy} : 6.10^3 N.s/m

Un taux d'amortissement de 0,08 a été utilisé par convention comme normalement considéré pour le fonctionnement en toute sécurité des turbomachines. [20]

IV.6 Résultats et discussions

Des simulations ont d'abord été effectuées pour quatre cas différents où les facteurs d'amortissement des paliers sont variés, les vitesses critiques et les réponses au déséquilibre ont été analysées pour déterminer une structure appropriée au palier du système. Une étude paramétrique a ensuite été menée pour évaluer l'effet des variations du déséquilibre massique sur les différents secteurs du turbocompresseur.

IV.6.1 Vitesses critiques et réponses au déséquilibre

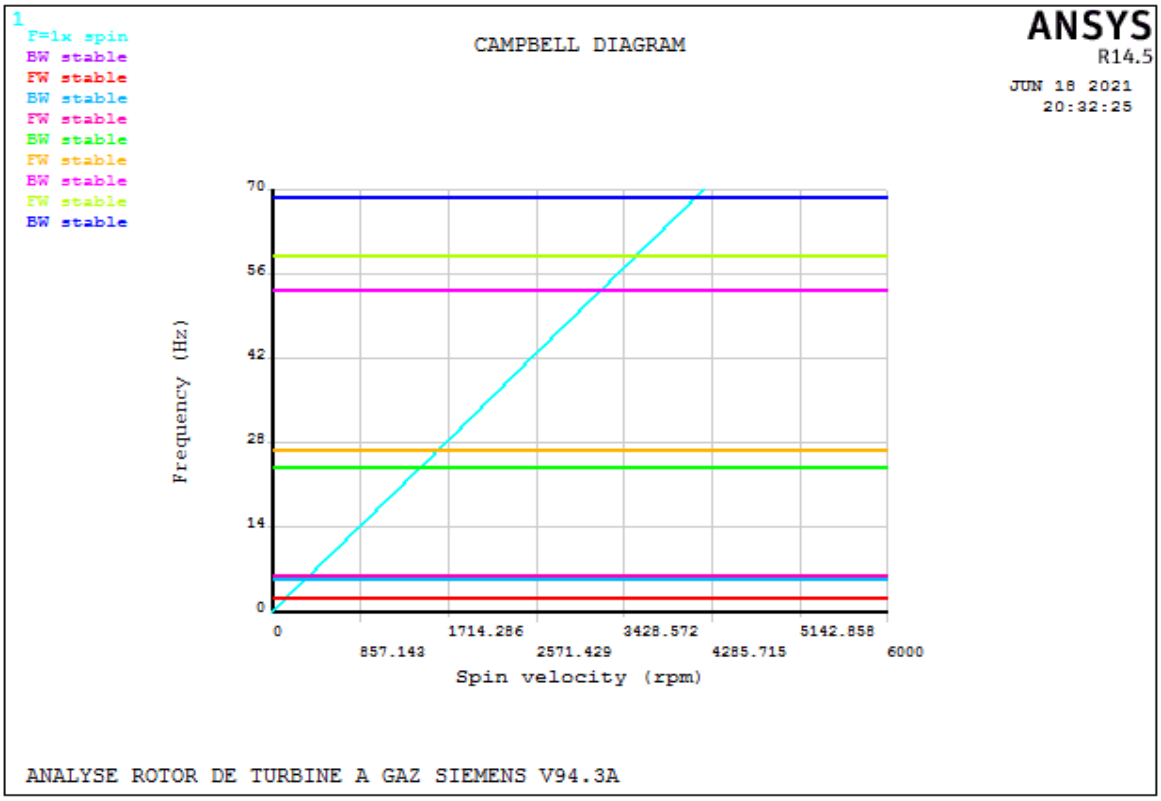


Figure IV.6-1 Diagramme de Campbell du turbocompresseur

Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ	Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ
1	134.202	0.79994756E-04	5	1439.826	0.21410658E-02
2	138.170	0.41666080E-04	6	1606.991	0.84712481E-03
3	317.647	0.53974122E-03	7	3201.165	0.11997925E-01
4	360.541	0.11971315E-03	8	3547.809	0.15682165E-01

De ces résultats, nous pouvons constater que le système, initialement modelé, est vraisemblablement stable en vue de l'éloignement des vitesses critiques par rapport à la vitesse du turbocompresseur à son régime permanant c'est-à-dire 3 000 tour/min.

IV.6.2 Effet de l'amortissement des paliers sur la stabilité du système

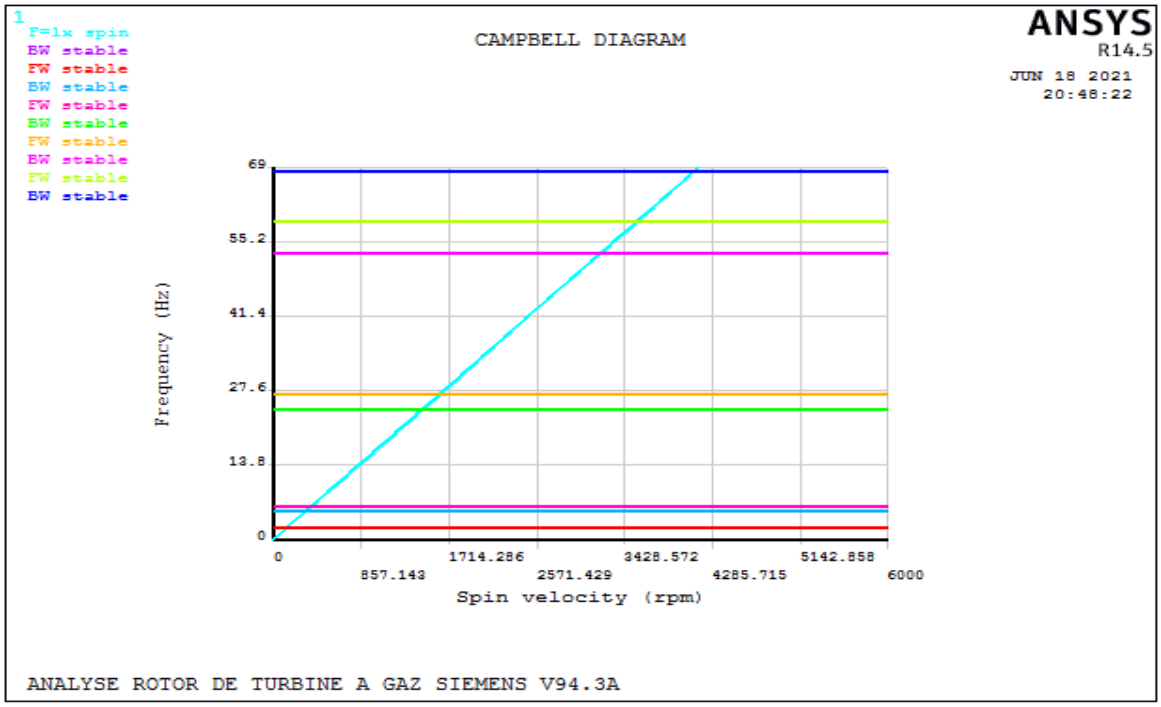


Figure IV.6-2 Diagramme de Campbell avec dix fois plus d'amortissement

X10

Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ	Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ
1	134.203	0.79981063E-03	5	1442.777	0.21224861E-01
2	138.170	0.41654475E-03	6	1609.498	0.81676868E-02
3	317.688	0.53944790E-02	7	3196.678	0.12193552
4	360.557	0.11953066E-02	8	3545.093	0.16471429

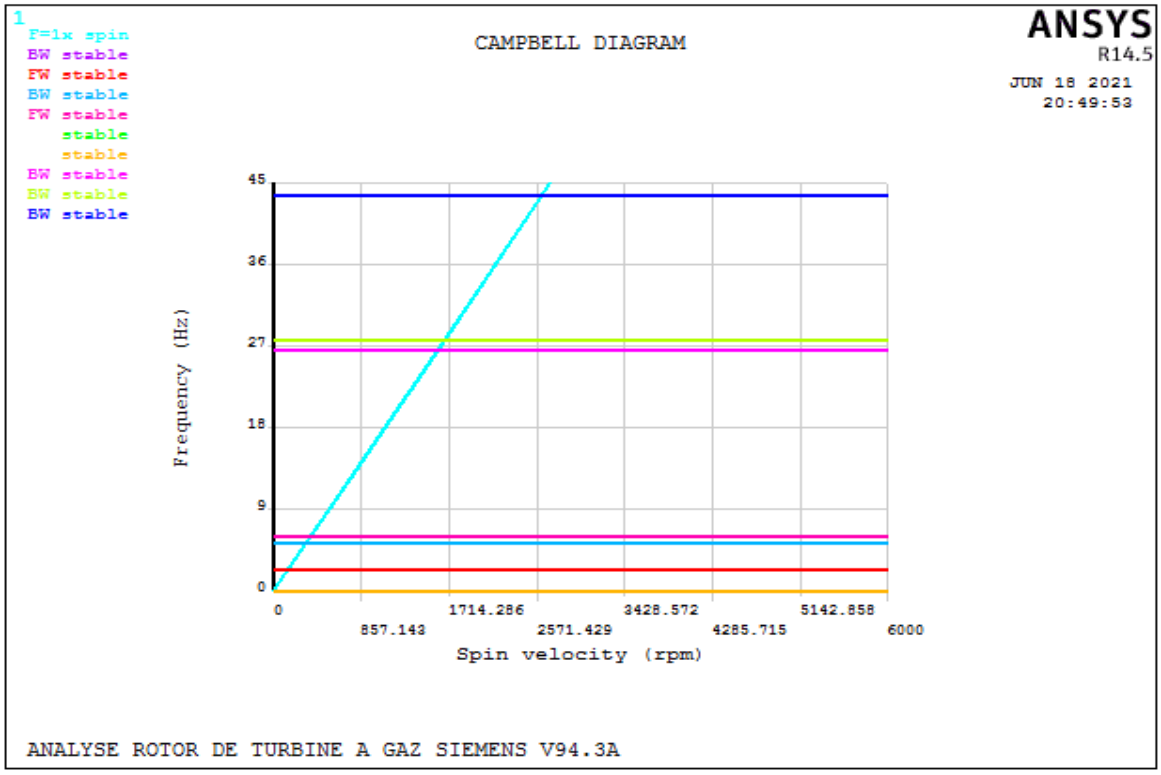


Figure IV.6-3 Diagramme de Campbell avec cent fois plus d'amortissement

X100

Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ	Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ
1	134.323	0.78983509E-02	5	1595.127	0.13494001
2	138.258	0.40602582E-02	6	1659.553	0.16947269E-01
3	319.973	0.53004477E-01	7	2618.240	0.68428859
4	361.972	0.10383829E-01	8	4486.979	0.10887510E-01

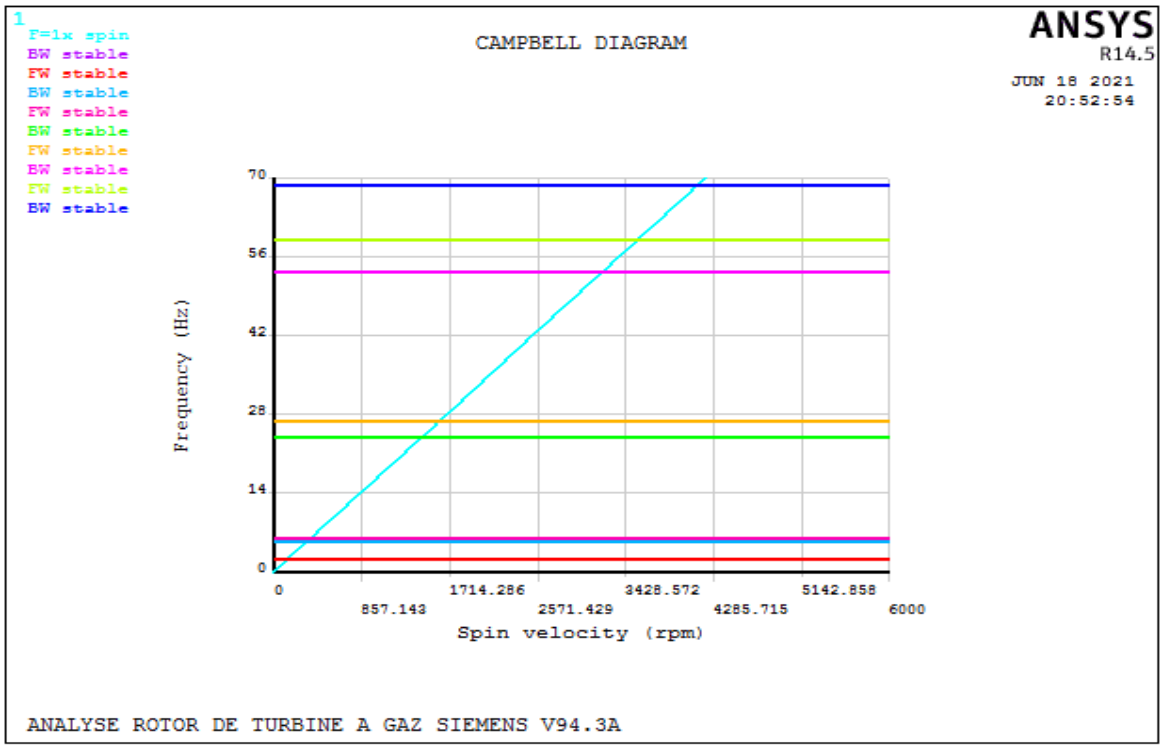


Figure IV.6-4 Diagramme de Campbell avec dix fois moins d'amortissement

/10

Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ	Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ
1	134.202	0.80009712E-05	5	1439.808	0.21413762E-03
2	138.169	0.41650261E-05	6	1606.966	0.84732069E-04
3	317.647	0.53975980E-04	7	3201.298	0.11995744E-02
4	360.541	0.11969238E-04	8	3547.714	0.15673945E-02

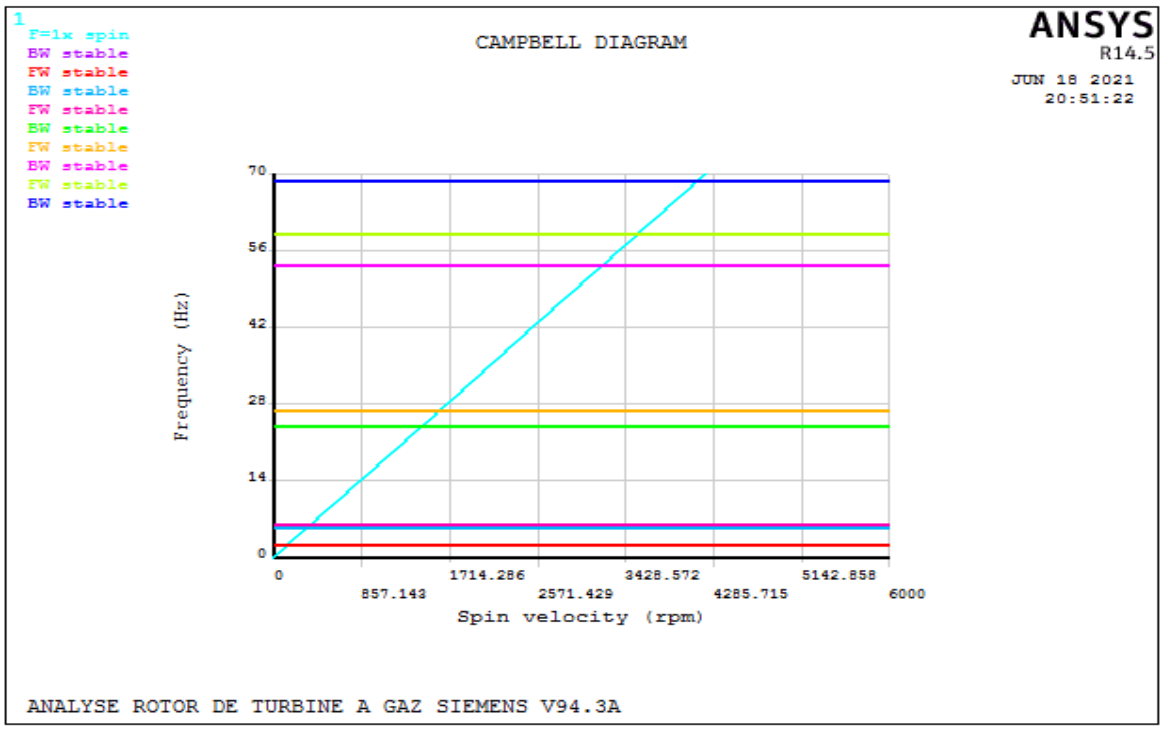


Figure IV.6-5 Diagramme de Campbell avec cent fois moins d'amortissement

/100

Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ	Ordre	Vitesse critique (tr/min)	ξ
1	134.202	0.80009713E-06	5	1439.808	0.21413773E-04
2	138.169	0.41650262E-06	6	1606.966	0.84732379E-05
3	317.647	0.53975981E-05	7	3201.300	0.11995736E-03
4	360.541	0.11969240E-05	8	3547.713	0.15673861E-03

Nous constatons que l'état de stabilité évolue proportionnellement par rapport à la grandeur de l'amortissement simulé dans, plus on amorti et moins nous constatons de vitesses critiques en régime transitoire et de ce fait, la probabilité d'une possible dégradation du système en régime transitoire diminue. Par contre, dans le cas d'une décroissance de l'amortissement nous ne remarquons aucun changement notable aux valeurs des vitesses critiques, ce sont pratiquement les mêmes

IV.6.3 Effet vibratoire du balourd résiduel sur le système

Pour faciliter la recherche et élargir les possibilités de simulation, nous avons développé un script en langage **ANSYS MECHANICAL APDL,** en variant l'excentricité du balourd qui représente la masse de déséquilibre en utilisant cette formule :

$$Md = \frac{\mathrm{e} * \mathrm{Mc}}{g}$$

Avec :

$\mathrm{Fb} = \mathrm{e} * \mathrm{Mc}$ Et $\mathrm{Fb} = \mathrm{Md} * \mathrm{g}$

Avec :

Fb : charge du balourd.

e : excentricité.

Mc : masse du composant balourdé.

Md : masse déséquilibrée.

g : gravité terrestre.

Pour résumer chaque excentricité représente une valeur de masse précise suivant la position (Élément) où elle a été simulée par exemple : une excentricité de 1mm sur le compresseur équivaut, en utilisant la formule susmentionnée, à un déséquilibre massique (**Md)** de **3,7 tonnes**.

Avec ce code, des simulations ont été faites pour trois cas d'excentricité : **0.01µm, 0.1µm et 1µm**, sur quatre positions différentes : le compresseur (**COMP**), centre de gravité (**CDG**), la turbine (**TURB**) et enfin sur le compresseur et la turbine en même temps (**COMP+TURB**).
L'étude se fait suivant la norme **ISO 10816-6** considérant le turbocompresseur parmi les machines de **classe 4,** c'est-à-dire : grandes machines qui produisent plus de **30MW** de puissance. La turbine sera donc soumise à une limite vibratoire plafonnée à une amplitude efficace de **283µm.**

Tableau IV.6-1 Normes vibratoires ***ISO 10816-6***

Niveaux vibratoires admissibles

Norme ISO 10816-6

Machines alternatives - Puissance nominale supérieure à 100 kW

Amplitude vibratoire maxi			**Classe de la machine** La classe de la machine reste à être déterminée par un accord entre le constructeur et les clients.						
Déplacement µm eff	Vélocité mm/s eff	Accélération m/s2 eff	1	2	3	4	5	6	7
1784.0	112.0	176.00	D	D	D	D	D	D	D
1125.0	70.7	111.00							C
710.0	44.6	70.10						C	A/B
448.0	28.2	44.20					C	A/B	
283.0	17.8	27.90				C	A/B		
178.0	11.2	17.60			C	A/B			
113.0	7.07	11.10		C	A/B				
71.0	4.46	7.01	C	A/B					
44.8	2.82	4.42	A/B						
28.3	1.78	2.79							

Avec :

U_COMP	Amplitude globale au niveau du compresseur.
U_CDG	Amplitude globale au niveau du centre de gravité.
U_TURB	Amplitude globale au niveau de la turbine.

IV.6.3.1 Balourd au niveau du compresseur

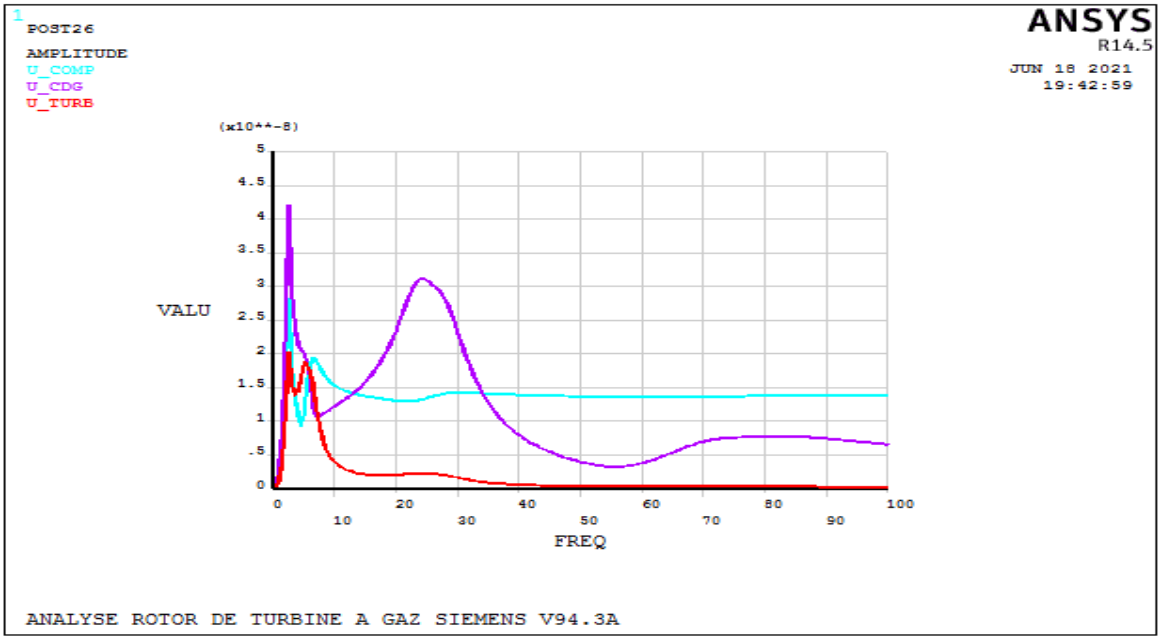


Figure IV.6-6 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm par rapport au Compresseur

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.367e-2	3.287e-4	0.2880e-2

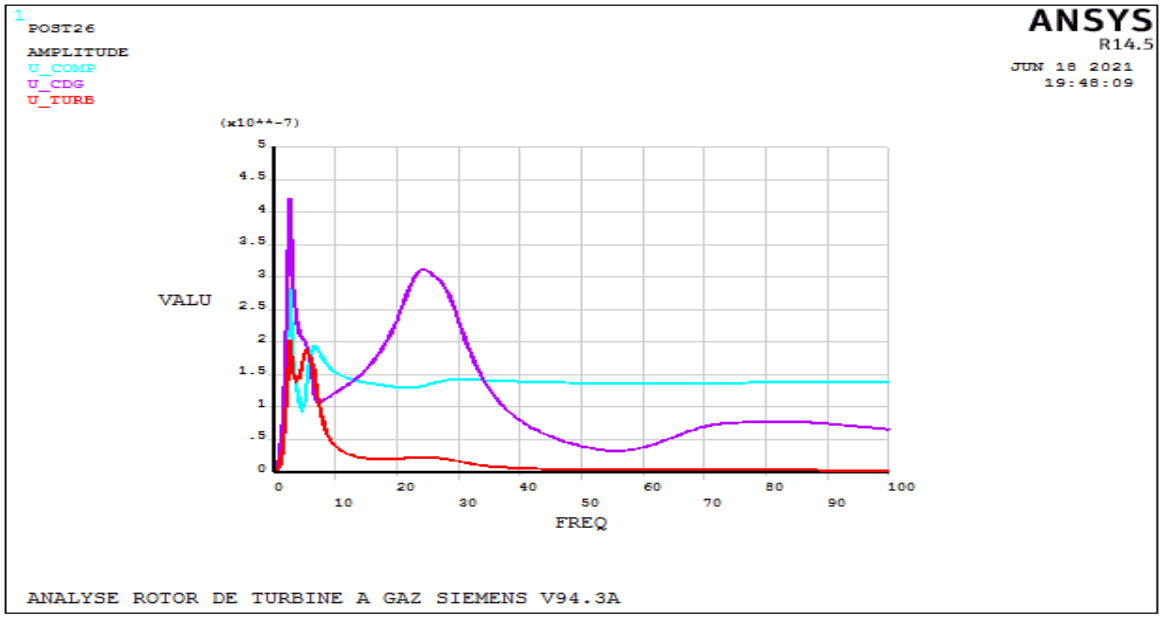


Figure IV.6-7 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm par rapport au Compresseur

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.367e-1	3.287e-3	0.2880e-1

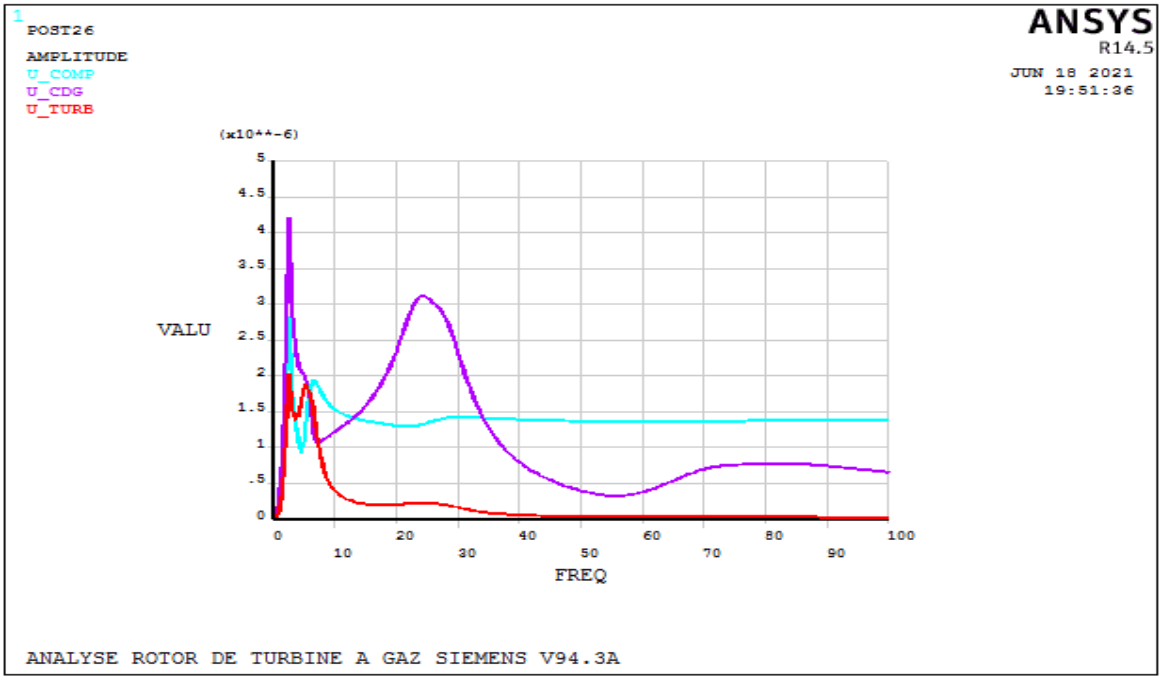


Figure IV.6-8 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm par rapport au

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.367	3.287e-2	0.2880

Interprétations

Nous constatons que l'évolution de l'amplitude maximale au niveau des trois positions (turbine, compresseur et centre de masse) est linéaire en fonction de l'excentricité avec une valeur maximale au niveau du compresseur.

Donc, et en exploitant cette linéarité, et en constatant qu'une excentricité de 1 µm au niveau du compresseur donne une vibration d'amplitude 1.367 µm, et sachant que l'amplitude globale tolérée est de 283µm, l'excentricité maximale au niveau du compresseur ne doit pas dépasser : 283/1.367 = 207 µm ou bien 0.207 mm.

IV.6.3.2 Balourd au niveau de la turbine

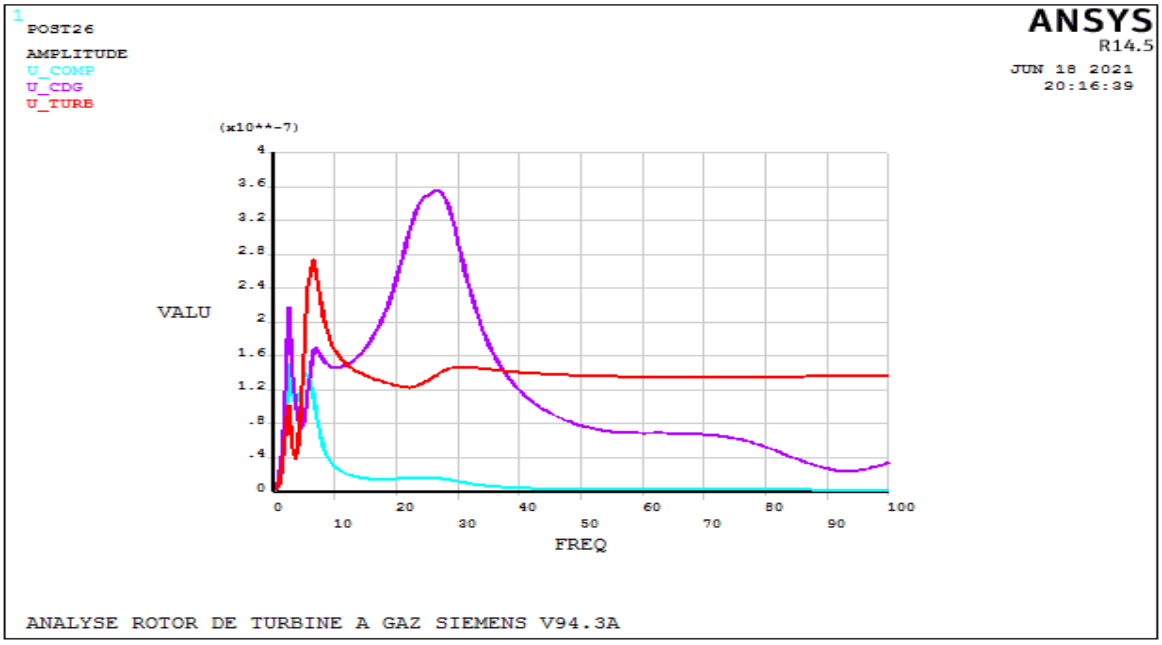


Figure IV.6-9 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm par rapport à la Turbine

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	2.4389e-4	1.3677e-2	0.7462e-2

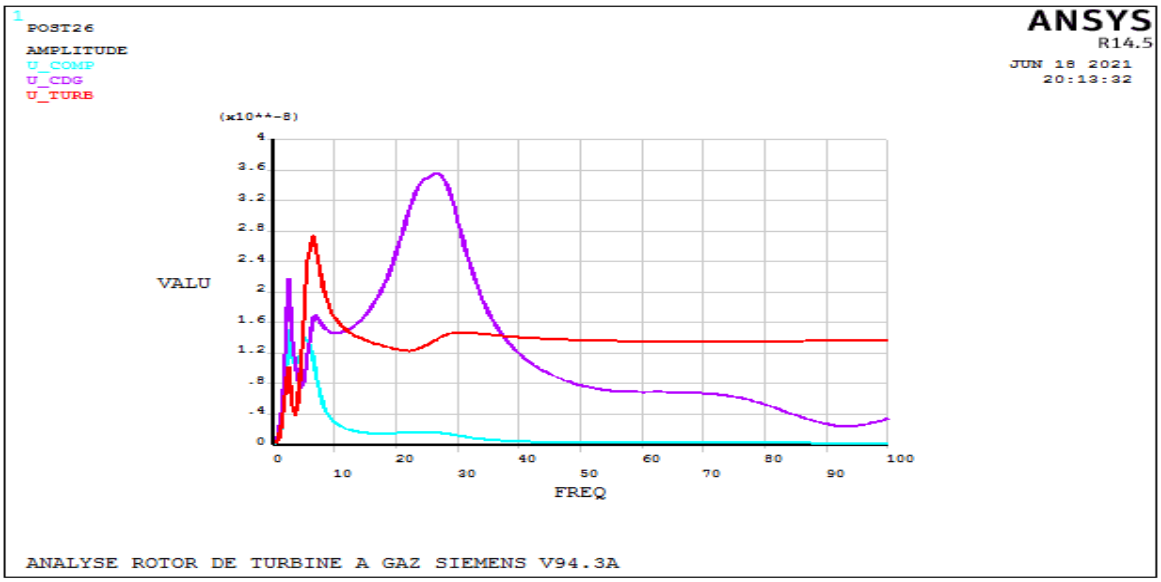


Figure IV.6-10 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm par rapport à la Turbine

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	2.4389e-3	1.3677e-1	0.7462e-1

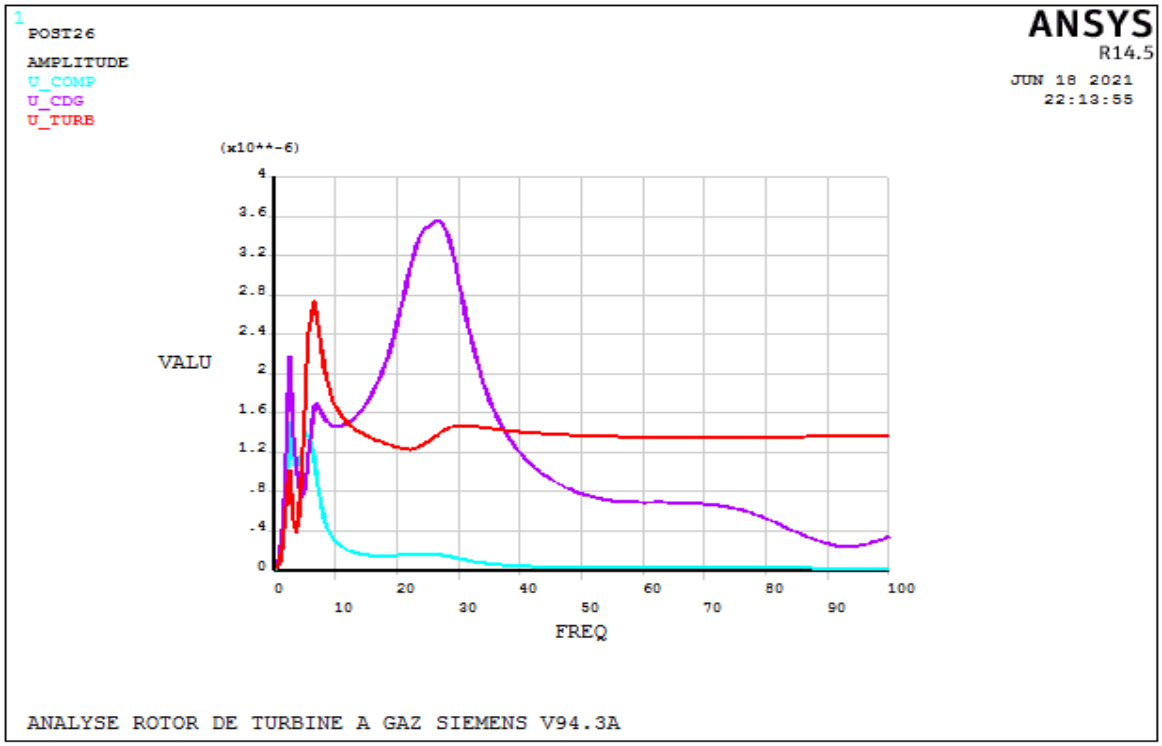


Figure IV.6-11 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm par rapport à la Turbine

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	2.4389e-2	1.3677	0.7462

Interprétations

Nous constatons que l'évolution de l'amplitude maximale au niveau des trois positions (turbine, compresseur et centre de masse) est linéaire en fonction de l'excentricité avec une valeur maximale au niveau du centre de masse du rotor.

Donc, et en exploitant cette linéarité, et en constatant qu'une excentricité de 1 µm au niveau de la turbine donne une vibration d'amplitude 1.368 µm, et sachant que l'amplitude globale tolérée est de 283µm, l'excentricité maximale au niveau de la turbine ne doit pas dépasser :

283/1.368 = 206.9 µm ou bien 0.207 mm.

IV.6.3.3 Balourds au niveau du compresseur et de la turbine

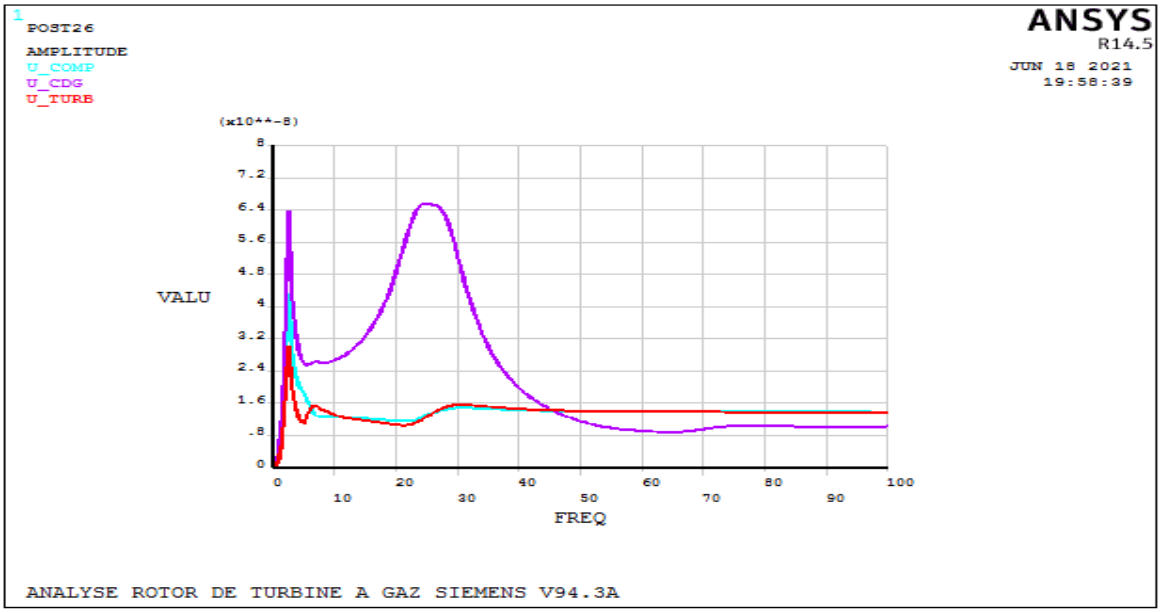


Figure IV.6-12 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm (Compresseur +

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.390e-2	1.400e-2	1.043e-2

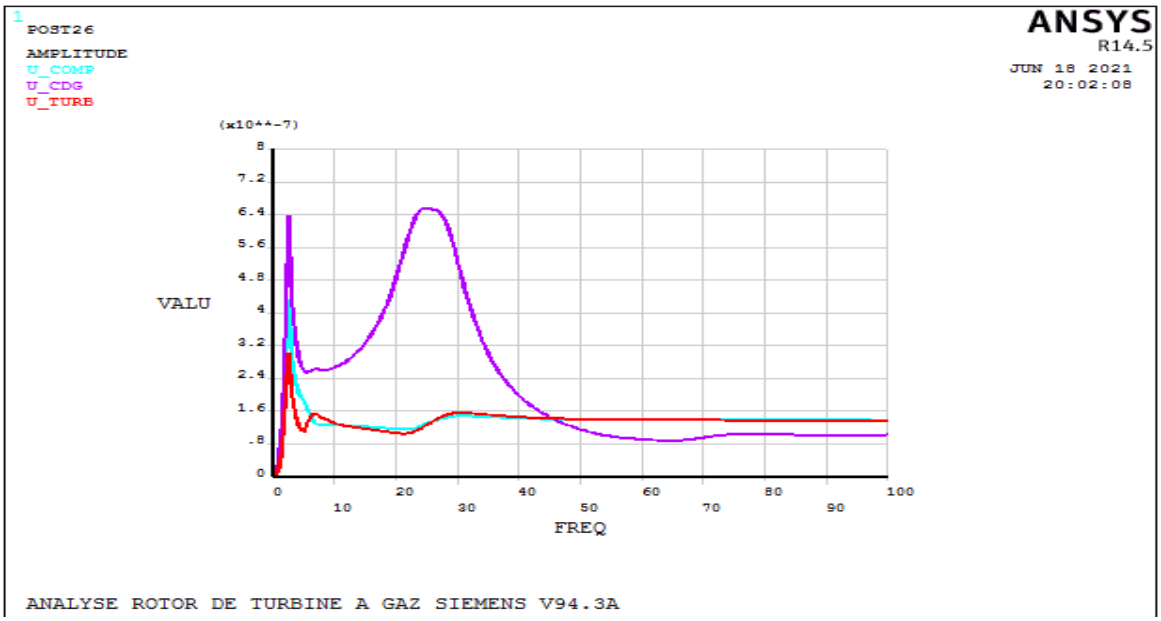


Figure IV.6-13 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm (Compresseur + Turbine)

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.390e-1	1.400e-21	1.043e-1

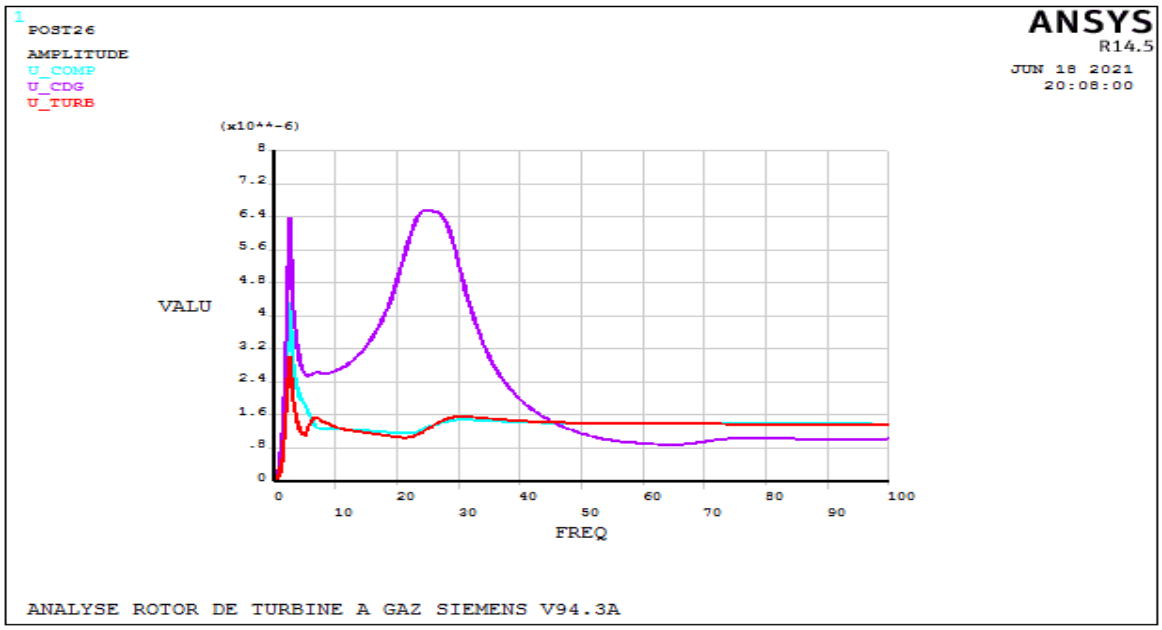


Figure IV.6-14 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm (Compresseur + Turbine)

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	1.390	1.400	1.043

Interprétations

Nous constatons que l'évolution de l'amplitude maximale au niveau des trois positions (turbine, compresseur et centre de masse) est linéaire en fonction de l'excentricité avec une valeur maximale au niveau du centre de la turbine.

Donc, et en exploitant cette linéarité, et en constatant qu'une excentricité de 1 µm au niveau de la turbine et du compresseur donne une vibration d'amplitude 1.40 µm, et sachant que l'amplitude globale tolérée est de 283µm, l'excentricité maximale au niveau de la turbine ne doit pas dépasser :

283/1.40 = 202.1 µm ou bien 0.202 mm.

IV.6.3.4 Balourd au niveau du centre de masse du rotor

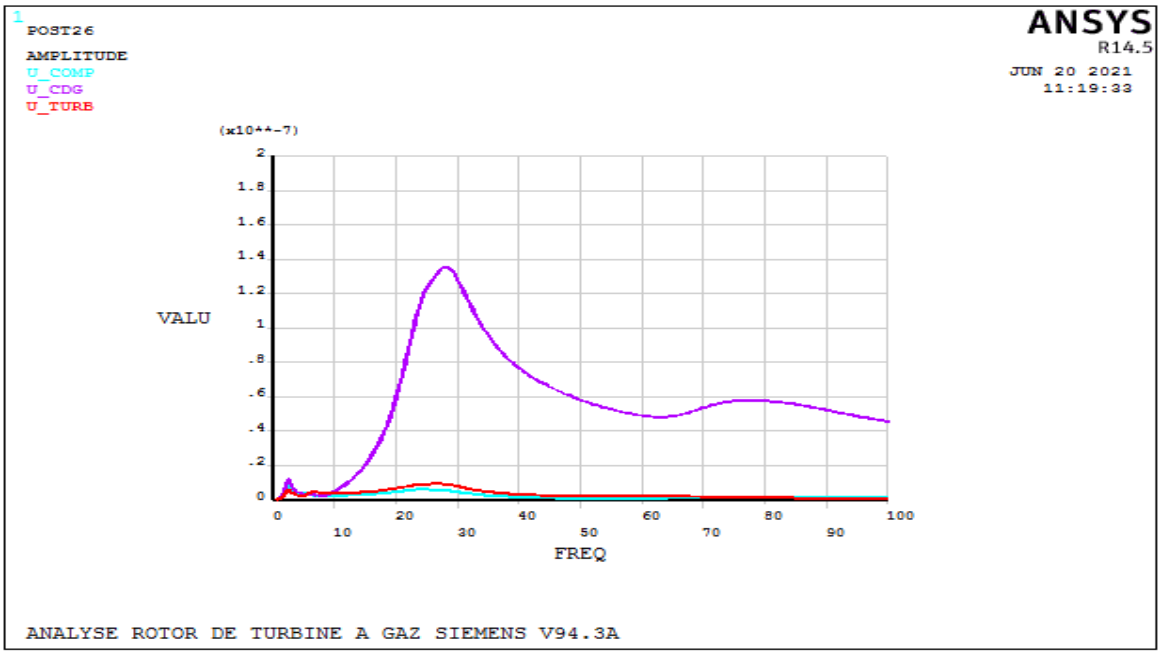


Figure IV.6-15 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.01µm au niveau du centre de masse du rotor

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	0.5569e-2	1.937e-2	0.5645

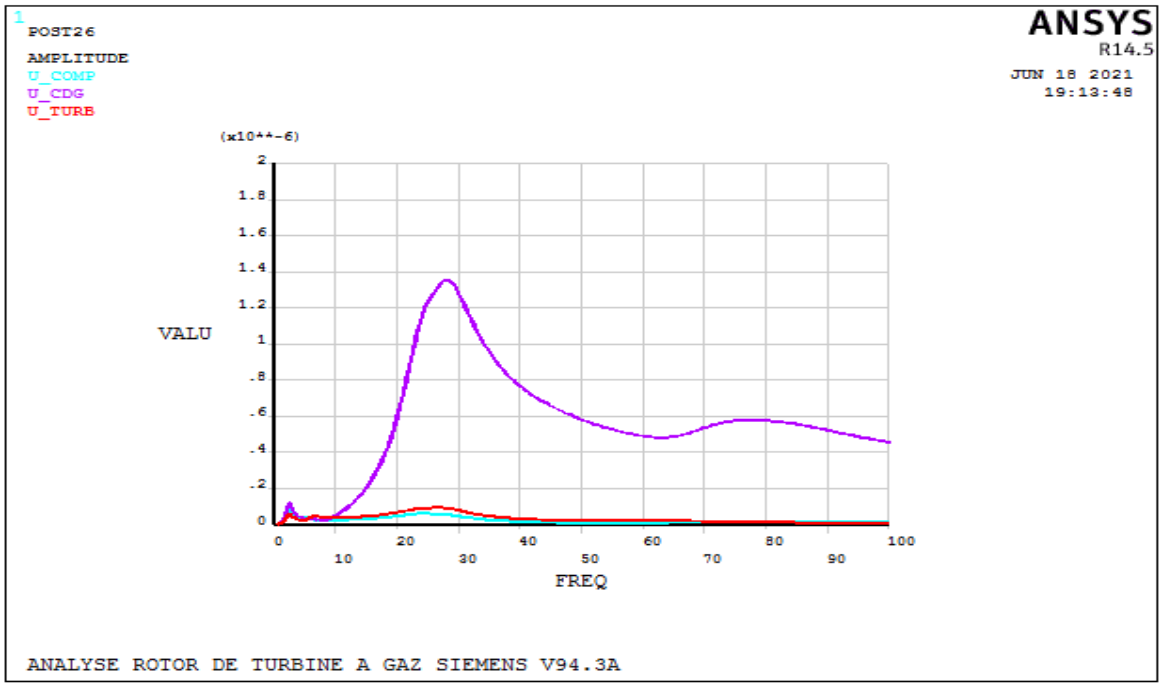


Figure IV.6-16 Spectre vibratoire avec une excentricité de 0.1µm au niveau du centre de masse du rotor

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	0.5569e-1	1.937e-1	5.645

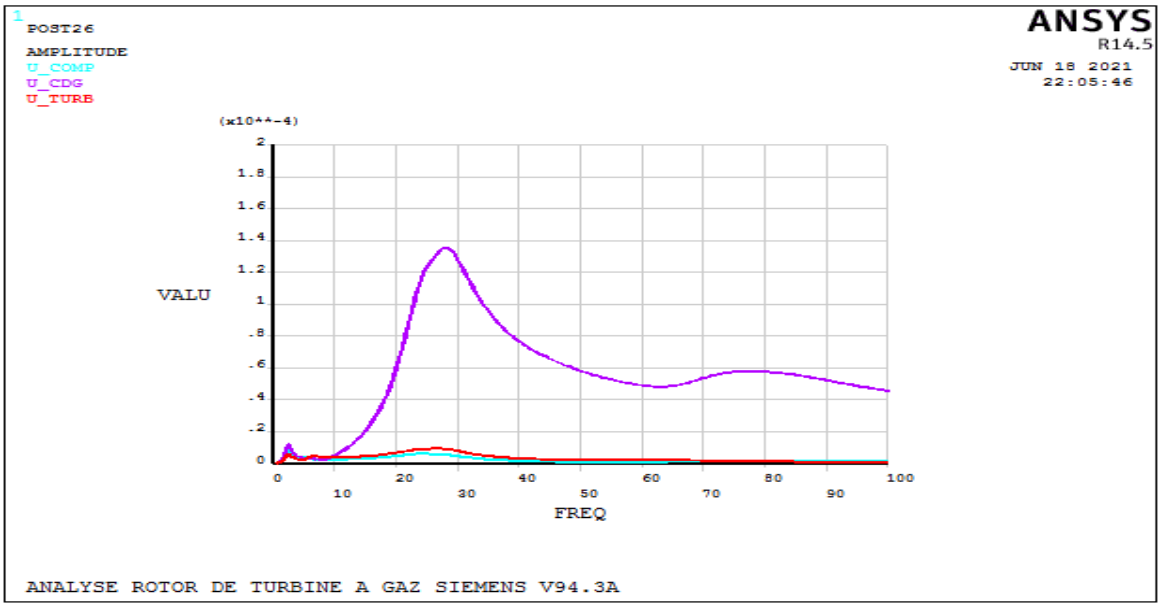


Figure IV.6-17 Spectre vibratoire avec une excentricité de 1µm au niveau du centre de masse du rotor

FREQUENCE (Hz)	AMP COMP (µm)	AMP TURB (µm)	AMP CDG (µm)
50.0	0.5569	1.937	56.45

Interprétations

Nous constatons que l'évolution de l'amplitude maximale au niveau des trois positions (turbine, compresseur et centre de masse) est linéaire en fonction de l'excentricité avec une valeur maximale au niveau du centre de masse du rotor.

Donc, et en exploitant cette linéarité, et en constatant qu'une excentricité de 1 µm au niveau de du centre de masse du rotor donne une vibration d'amplitude 56.45 µm, et sachant que l'amplitude globale tolérée est de 283µm, l'excentricité maximale au niveau du centre de masse ne doit pas dépasser :

283/56.45 = 5.01 µm ou bien 0.005 mm.

IV.7 Conclusions

Dans ce travail, un code a été développé et un modèle de simulation avec masses concentrées et inerties a été conçu pour l'analyse dynamique du rotor d'une turbine à Gaz Siemens, modèle 94.3A.

Grace aux simulations nous avons pu mettre au claire, des limites d'excentricités tolérables sur chacun des composants principaux du rotor et nous sommes arrivés à une conclusion que le balourd le plus dangereux est celui qui est situé au niveau du centre de gravité, car l'excentricité massique sur cet élément, par rapport à l'axe de rotation peut causer des vibrations intolérable en régime de vitesse de rotation permanente, étant donnée la grande masse que supporte cette partie du rotor qui avoisine les 71 tonnes, pour illustrer ces propos, une excentricité d'1 mm sur cet élément engendrerais un balourd de 7.1 Kg, ayant connaissance des limites d'acceptabilité suivant les normes ISO 10816-6, qui limite une **amplitude de vibration efficace de 283µm.**

Les masses susmentionnées nous ont été données avec un pourcentage d'erreur de 5%.

Tableau IV.7-1 Tableau des résultats finaux

Excentricité(e) / Position	1µm	0.01mm	0.1mm	1mm
Centre de gravité	5µm			
Compresseur			207µm	
Turbine			206µm	
Compresseur + Turbine			202µm	

	Assez bien
	Acceptable
	Dangereux

Les simulations ont été effectuées pour l'analyse de vitesse critique et de la réponse au déséquilibre avec quatre différents cas géométriques. Sur la base de cette étude, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- L'augmentation de l'amortissement des paliers accru grandement la stabilité du système.
- L'amplitude de la vibration varie de façon linéaire et proportionnelle par rapport à la variation de l'excentricité des machines tournantes dans leur rotation autour de leur axe de rotation, ce qui nous a permis d'identifier des seuils de tolérance d'excentricité.
- Par sécurité, la masse du balourd ne doit pas atteindre des seuils que nous avons définis lors de cette étude, dans laquelle nous avons finalement pu établir un tableau indiquant des plages sur les quels d'excentricité reste tolérables ainsi que des valeurs seuils du balourd tolérés.
- Suite aux tests et aux vérifications, ce code de simulation, développé et modifié, peut être étendue à une analyse dynamique sur d'autres turbomachines dans la sélection et la conception des composants.

Conclusion générale

Au terme du stage pratique, on peut affirmer que chaque pas, nous a permis de voire de plus en plus le rôle important de la centrale électrique et aussi d'améliorer nos connaissances sur ses différentes parties et du groupe turbocompresseur.
Dans ce travail, nous avons mis l'accent sur l'importance de la maintenance conditionnelle dans la détection des défauts du groupe turbocompresseur, qui est basé sur le suivi de l'état vibratoire et le comportement dynamique de ce groupe.

Nous avons constaté que l'analyse des paramètres vibratoires a une très grande sensibilité dans la détection des défauts du groupe turbocompresseur.
L'analyse vibratoire fait appel à l'outil mathématique qui est représenté principalement par le traitement du signal pour interpréter la réponse des paliers.
Le suivi continu de l'état du turbocompresseur est indispensable dans les centrales électriques, et ceci est assuré par l'installation de capteurs qui nous informent sur le comportement dynamique du rotor.

La maintenance conditionnelle et particulièrement l'analyse vibratoire, nécessitent un personnel hautement qualifié dans le but de mieux analyser et interpréter le comportement de tous les éléments tournants des machines.

On a aussi utilisé un logiciel de simulation ANSYS MECHANICAL APDL® pour identifier et de déterminer des paramètres adéquats pour le bon fonctionnement du turbocompresseur à sa vitesse normale dans sa continuité et très loin de ses vitesses critiques. Il nous a aussi permis d'estimer l'impact de l'apparition d'un balourd dans chacun des composants principaux du turbocompresseur.

Les simulations faites dans ce mémoire peuvent être refaites avec plus de précision si les conditions l'autorisent, en mesurant les distances et répartissant des masses linéairement suivant les dimensions entre chaque étage du compresseur et de la turbine.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les futurs étudiants, et qu'il puisse être amélioré et complété en étudiant la stabilité de toute l'installation d'El Hamma afin d'arriver à un résultat global et complet.

Références Bibliographiques

[1] B. M. HOUARI Amine, Contribution à l'étude de l'équilibrage statique des rotors turbines, M'sila, 2018.

[2] Nasreddine AMOURA, «DMT_C01_PRESENTATION DU COURS DE DMT,» Médéa, 2018.

[3] Jean-Marc PUGNET, Equilibrage des rotors rigides et flexibles.

[4] Ansaldo Energia s.p.a, Manuel de Formation Tome 2, PROJET HAMMAII, Alger: SONELGAZ, 2001.

[5] D. S. MERAH Abdelhak, «Etude de la centrale Hamma II,» 2010.

[6] Schenck , Balancing and Diagnostic Systems.

[7] MASROUR Tawfik, «https://fr.slideshare.net/,» [En ligne]. Available: https://fr.slideshare.net/tawfik-masrour?utm_campaign=profiletracking&utm_medium=sssite&utm_source=ssslideview.

[8] S. K. Hyung-Chul Jung, «Rotordynamic Modelling and Analysis of a Radial Inflow,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF PRECISION ENGINEERING AND MANUFACTURING,* vol. 15, n° 111, pp. 2285-2290, NOVEMBER 2014.

[9] Rao J. S., History of Rotating Machinery Dynamics, Springer, 2011.

[10] Ruhl R. L. and Booker J. F., «A finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems,» *Journal of Manufacturing Science,* vol. 94, n° 11, pp. 126-132, 1972.

[11] M. J. M. Nelson H. D., «The Dynamics of Rotor-Bearing Systems using Finite Elements,» *Journal of Manufacturing Science and Engineering,* vol. 98, n° 12, pp. 593-600, 1976.

[12] Nelson H. D., «A Finite Rotating Shaft Element using Timoshenko Beam Theory,» *Journal of Mechanical Design,* vol. 102, n° 14, pp. 793-803, 1980.

[13] O. Z. L. Ozguven H. N., «Whirl Speeds and Unbalance Response of Multibearing Rotors using Finite Elements,» *Journal of Vibration and Acoustics,* vol. 106, n° 11, pp. 72-79, 1984.

[14] T. S. G. W. C. Fei Z. X., «Investigation of the Dynamic Characteristics of a Dual Rotor System and Its Start-Up Simulation based on Finite Element Method,» *Journal of Zhejiang University,* vol. 14, n° 14, pp. 268-280, 2013.

[15] L. Z. P. E. Yoon S. Y., «Introduction to Rotor Dynamics,» chez *Control of Surge in Centrifugal Compressors by Active Magnetic Bearings*, Springer, Éd., Springer, 2013, pp. 17-55.

[16] ANSYS Inc.,, «Mechanical APDL Rotordynamic Analysis Guide».

[17] F. Z. B. M. John Vance, Machinery vibration and rotordynamics, New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC., 2010.

[18] Yu Huyao, «http://www.huyaoyu.com/technical/2017/01/02/rotordynamic-analysis-using-ANSYS-APDL.html#imaginary_pump_rotor,» [En ligne]. [Accès le 05 2021].

[19] T. M. A. Boussalah Madjid, Suivie et analyse de comportement vibratoire du turbocompresseur de la centrale thermique Hamma II, Boumerdes: Université M'hamed Bougara Boumerdes, 2013.

[20] Canada, «Liste des taux d'amortissement selon les nouveaux codes de classification des actifs,» [En ligne]. Available: https://www150.statcan.gc.ca/n1/pub/15-206-x/2015039/t/tblc15-fra.htm .

[21] H. E. BENIDIR Redouan, «Rapport final TGA01,» Adrar, Octobre 2020.

[22] Jacques MOREL, «Surveillance vibratoire et maintenance prédictive,» chez *traité Mesures et Contrôle*, Techniques de l'Ingénieur.

[23] «https://www.maxicours.com/,» [En ligne]. Available: https://www.maxicours.com/se/cours/instrumentation-1/]. [Accès le 1 6 2021].

[25] Baker Hughes , «Summary report - Boufarik / Unit-1 - Sonelgaz - Algeria,» Boufarik Algeria, Oct 12, 2020.

[26] «Parie D : Etude des vibrations pour la maintenance conditionnelle,» chez *EPREUVE DE TIPE*.

Annexes

Code APDL

```
! PFE BENSEGHIR SEDDIK HOCINE 2021  STABILITE DES ROTORS
/TITLE, ANALYSE DU ROTOR D'UNE TURBINE A GAZ SIEMENS V94.3A
/PREP7
!
! ========================= Informations sur le fichier ============================
!
! Ce fichier est le fichier d'entrée du modèle pour l'analyse rotodynamique d'un
! Rotor de turbine à gaz 94,3A.
!
! Contenu détaillé
! ================
!
! Nombre d'éléments :                                21.
! Nombre de paliers :                                2.
! Nombre de vitesse de rotation calculé :            8.
! Vitesse de rotation de début (tr/min):             0.
! Vitesse de rotation finale (tr/min):               6000.
! Nombre de modes extraits :                         10.
!
! Usage
! =====
!
! Copiez ce fichier dans le répertoire de travail.
!
! Modifier les paramètres d'entrée. Les paramètres définis par l'utilisateur sont répertoriés dans une région spéciale de ce fichier d'entrée de modèle.
! Chaque paramètre défini par l'utilisateur a un commentaire, qui indique que le paramètre associé est dans la catégorie définie par l'utilisateur.
!
! Pour changer le type d'analyse, l'utilisation doit changer la valeur de P_ANALYSIS_TYPE.
!
! Il est à noter que pour l'analyse modale, la plage de vitesse est définie par P_NW, P_RSPEED_BEGIN et P_RSPEED_END.
! Pour l'analyse de réponse déséquilibrée, la plage de vitesse est définie par P_NSUBSTEP, P_HARMIC_F1 et P_HARMIC_F2.
!
```

```
! Dans l'environnement Ansys APDL, exécutez les commandes de menu suivantes :
! File -> read output from...
! Choisissez ensuite ce fichier à exécuter.
!
! Pour l'analyse modale, les résultats seront écrits dans les fichiers avec les noms 'ModeAnalysis_Loop.dat' et 'MA_Damp_Loop.dat' situé dans le répertoire de travail courant.
! Ils sont le résultat de la fréquence du mode et le facteur d'amortissement.
! résultat, respectivement.
!
! Il y a plusieurs colonnes dans 'ModeAnalysis_Loop.dat'. Le nombre réel de colonnes est défini par l'utilisateur.
! paramètre 'P_NBF'. Chaque valeur de ce fichier est une fréquence de mode. La première ligne est le résultat de la première rotation
! vitesse, et la dernière ligne est le résultat de la dernière vitesse de rotation. L'utilisateur doit terminer la tâche pour trouver les
! vitesses critiques.
!
! Pour 'MA_Damp_Loop.dat', les données sont organisées de la même manière que 'ModeAnalysis_Loop.dat'.
!
! ====================== Constantes locales. ==========================

C_ANALYSIS_TYPE_MODAL   = 1                 ! Modal analysis.
C_ANALYSIS_TYPE_UNB_RES = 2                 ! Unbalanced response analysis.

! ====================== User defined parameters ======================

P_NW              = 8                 ! total number of rotating speeds.
P_RSPEED_BEGIN    = 0                 ! beginning rotating speed, tr/min.
P_RSPEED_END      = 6000              ! ending rotating speed, tr/min
P_NBF             = 10                ! Number of modes extracted.

P_RO              = 7850              ! density of the rotor material, kg.m^-3
P_PEX             = 2e11              ! elastic modulus of the rotor material, Pa.
P_POISSON         = 0.30              ! Poisson's ratio of the rotor material.
PI                = 4*ATAN(1.0)

! Compressor Bearing values

P_CBS_XX    = 1.0e8    ! (OX) Stiffness coefficients of the roller bearing for the compressor.   Real value  1.0e8.
P_CBS_YY    = 8.0e7    ! (OY) Stiffness coefficients of the roller bearing for the compressor.   Real value  8.0e7.
P_CBS_XY    = 0.0      ! (XY) Stiffness coefficients of the roller bearing for the compressor.   Real value  0.0.
P_CBS_YX    = 0.0      ! (YX) Stiffness coefficients of the roller bearing for the compressor.   Real value  0.0.
```

P_CBD_XX = 1.2e4 ! (OX) Dumping coefficients of the roller bearing for the compressor. Real value 1.2e4.
P_CBD_YY = 8.0e3 ! (OY) Dumping coefficients of the roller bearing for the compressor. Real value 8.0e3.
P_CBD_XY = 0.0 ! (XY) Dumping coefficients of the roller bearing for the compressor. Real value 0.0.
P_CBD_YX = 0.0 ! (YX) Dumping coefficients of the roller bearing for the compressor. Real value 0.0.

! Compressor thrust_Bearing values
P_thrust_bearing_KZZ = 1.00e12 !(ZZ) Stiffness coefficient of the Thrust Bearing for the compressor.Real value 1.00e12.
P_thrust_bearing_CZZ = 8.0e5 !(ZZ) Dumping coefficient of the Thrust Bearing for the compressor. Real value 8.0e5.

! real turbine masse, radius and inertia
P_MASS_TURB = 27500
P_ORADIUS_TURB = 0.4
P_INERT_TURB = (P_MASS_TURB*P_ORADIUS_TURB**2)/2 ! IZZ

! Turbine Bearing values

P_TBS_XX = 7.0e8 ! (OX) Stiffness coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 7e8.
P_TBS_YY = 5.0e7 ! (OY) Stiffness coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 5e7.
P_TBS_XY = 0.0 ! (XY) Stiffness coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 0.0.
P_TBS_YX = 0.0 ! (YX) Stiffness coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 0.0.

P_TBD_XX = 8.0e3 ! (OX) Dumping coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 8e3.
P_TBD_YY = 6.0e3 ! (OY) Dumping coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 6e3.
P_TBD_XY = 0.0 ! (XY) Dumping coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 0.0.
P_TBD_YX = 0.0 ! (YX) Dumping coefficients of the roller bearing for the turbine. Real value 0.0.

! real compressor mass, radius and inertia
P_MASS_COMP = 37000
P_ORADIUS_COMP = 0.3
P_INERT_COMP = (P_MASS_COMP*P_ORADIUS_COMP**2)/2 ! Izz.

P_TOTAL_MASS = 71124 ! Masse totale en kg.

P_EXENTR_COMP = 1e-9 ! Excentricité compresseur en m.
P_EXENTR_TURB = 1e-9 ! Excentricité turbine en m.
P_EXENTR_CDG = 1e-9 ! Excentricité centre de gravité en m.

```
! Unbalance, kg.m.  (total mass * Excentricity).
P_UNBAL_NODE_CDG   = 12
P_UNBAL_NODE_COMP  = 6       ! Unbalance force application node. 6 (compressor).
P_UNBAL_NODE_TURB  = 19      ! Unbalance force application node. 19(turbine).

P_NSUBSTEP    = 200                                    ! Total number of rotating speeds for unbalanced response analysis.
P_HARMIC_F1   = P_RSPEED_BEGIN/60          ! Starting frequency of unbalanced response analysis. Hz.
P_HARMIC_F2   = P_RSPEED_END/60            ! Ending frequency of unbalanced response analysis, Hz.

P_ANALYSIS_TYPE = C_ANALYSIS_TYPE_MODAL
!P_ANALYSIS_TYPE = C_ANALYSIS_TYPE_UNB_RES

! ================== End of user defined parameters ===============

/WAIT, 10
! ========================== 1. Pre-process ========================

! == 1.1 == generate speeds

*DIM, P_SPIN, ARRAY, P_NW

P_SPEED_STEP_SIZE = (P_RSPEED_END-P_RSPEED_BEGIN)/(P_NW-1)
*DO, I, 1, P_NW
        P_SPIN(I) = P_RSPEED_BEGIN+(I-1)*P_SPEED_STEP_SIZE
*ENDDO

! == 1.2 == rotor material configuration
P_PGXY = P_PEX/(2*(1+P_POISSON))

MP,   EX, 1, P_PEX
MP, DENS, 1, P_RO
MP,  GXY, 1, P_PGXY
MP, DMPR, 1, 0.08

! == 1.3 == prepare data for BEAM188 elements
! Set element type
ET, 1, BEAM188, , , 2

P_NELEMENTS = 21 ! total number of rotor elements.
```

```
P_NRADII = P_NELEMENTS
! outer radii array
*DIM, P_ORADIUS, ARRAY, P_NRADII
*DO, I, 1, P_NRADII
        P_ORADIUS(I)  = 0.16
*ENDDO

! inner radii array
*DIM, P_IRADIUS, ARRAY, P_NRADII
*DO, I, 1, P_NRADII
        P_IRADIUS(I)  = 0.0
*ENDDO

! set data for BEAM188 element
*DO, I, 1, P_NRADII
        *IF, P_IRADIUS(I), EQ, 0, THEN
        SECTYPE, I, BEAM, CSOLID
        SECDATA, P_ORADIUS(I)
        *ELSE
        SECTYPE, I, BEAM, CTUBE
        SECDATA, P_IRADIUS(I), P_ORADIUS(I)
        *ENDIF
*ENDDO

! == 1.4 == prepare data for MASS21 elements
! set element type
ET, 2, MASS21
KEYOPT, 2, 3, 3 ! par rapport au centre de gravité

! prepare element nodes and real numbers
P_NMASSES = 2

*DIM, P_MASS_REAL, ARRAY, P_NMASSES
*DIM, P_MASS_NODE, ARRAY, P_NMASSES

P_MASS_REAL(1) = 1
P_MASS_REAL(2) = 2


! real constants for MASS21 elements
```

```
! Mxx, Myy, Mzz, Ixx(polar moment of inertia), Iyy(diameter moment of inertia), Izz(polar moment of inertia)

! Compressor reals  ! réglé par rapport à G
R, P_MASS_REAL(1), P_MASS_COMP, P_INERT_COMP                    ! Masse et Izz
P_MASS_NODE(1) = 6

! Turbine reals
R, P_MASS_REAL(2), P_MASS_TURB, P_INERT_TURB                    ! Masse et Izz
P_MASS_NODE(2) = 19


! == 1.5 == prepare data for COMBI214 elements
! set element type for bearings
ET, 3, COMBI214
ET, 4, COMBIN14
KEYOPT, 4,2,3
! prepare element nodes and real numbers
P_NBEARINGS = 3
*DIM, P_BEARING_REAL, ARRAY, P_NBEARINGS
*DIM, P_BEARING_NODE, ARRAY, P_NBEARINGS, 2
P_BEARING_REAL(1) = 3
P_BEARING_REAL(2) = 4
P_BEARING_REAL(3) = 5

! set real constants and node ids for bearings/seals
R, P_BEARING_REAL(1), P_CBS_XX, P_CBS_YY, P_CBS_XY, P_CBS_YX, P_CBD_XX, P_CBD_YY,
P_CBD_XY, P_CBD_YX ,,,,,
P_BEARING_NODE(1, 1) = 23     ! Ground node
P_BEARING_NODE(1, 2) = 2      ! Shaft node

R, P_BEARING_REAL(2), P_TBS_XX, P_TBS_YY, P_TBS_XY, P_TBS_YX, P_TBD_XX, P_TBD_YY,
P_TBD_XY, P_TBD_YX ,,,,,
P_BEARING_NODE(2, 1) = 24     ! Ground node
P_BEARING_NODE(2, 2) = 22      ! Shaft node

R, P_BEARING_REAL(3), P_thrust_bearing_KZZ, P_thrust_bearing_CZZ
P_BEARING_NODE(3, 1) = 25     ! Ground node
P_BEARING_NODE(3, 2) = 1      ! Shaft node


! == 1.5 == geometry
```

```
! node list for the rotor
P_NBNODES = 22
*DO, I, 1, P_NBNODES
        N, I, 0, 0, 0.5*(I-1)
*ENDDO

! Additional Noeuds for bearings
N,23,0,0,0.5
N,24,0,0,10.5
N,25,0,0,0.0

! == 1.6 == elements creation

! rotor elements
TYPE, 1 ! beam element
MAT,  1
*DO, I, 1, P_NRADII
        SECNUM, I
        E, I, I+1
*ENDDO

! mass elements
TYPE, 2
*DO, I, 1, P_NMASSES
        REAL, P_MASS_REAL(I)
        E, P_MASS_NODE(I)
*ENDDO

! Bearing elements
TYPE, 3 ! COMBI214 element
REAL, P_BEARING_REAL(1)
E, P_BEARING_NODE(1,1), P_BEARING_NODE(1,2)
REAL, P_BEARING_REAL(2)
E, P_BEARING_NODE(2,1), P_BEARING_NODE(2,2)

TYPE, 4 ! COMBIN14 element
REAL, P_BEARING_REAL(3)
E, P_BEARING_NODE(3,1), P_BEARING_NODE(3,2)
```

```
!element component
CM, PC_ROTOR, ELEM

FINI

! ======================= 2. Solve ======================

/SOLU

! == 2.1. Set output file
/OUT, SCRATCH

! == 2.2. Boundary conditions

! define strains for all nodes On Z direction
!D,All,UZ
! define strains for all nodes on Rot Z
D,ALL,ROTZ
! Sealing bearings to ground
D,23,ALL
D,24,ALL
D,25,ALL

*IF, P_ANALYSIS_TYPE, EQ, C_ANALYSIS_TYPE_UNB_RES, THEN
        ! define the unbalance force
        F, P_UNBAL_NODE_COMP, FX,  P_EXENTR_COMP*P_MASS_COMP
        F, P_UNBAL_NODE_COMP, FY, -P_EXENTR_COMP*P_MASS_COMP
!       F, P_UNBAL_NODE_CDG,  FX,  P_EXENTR_CDG*P_TOTAL_MASS
!       F, P_UNBAL_NODE_CDG,  FY, -P_EXENTR_CDG*P_TOTAL_MASS
!       F, P_UNBAL_NODE_TURB, FX,  P_EXENTR_TURB*P_MASS_TURB
!       F, P_UNBAL_NODE_TURB, FY, -P_EXENTR_TURB*P_MASS_TURB

*ENDIF

! == 2.3. Solution parameters

*IF, P_ANALYSIS_TYPE, EQ, C_ANALYSIS_TYPE_MODAL, THEN
        ANTYPE, MODAL
        CORIOLIS, ON, , , ON
        MODOPT, QRDAMP, P_NBF, , , ON
        !QRDOPT,ON
```

```
! == 2.4. Solve

*DIM, P_MODAL_FREQ, ARRAY, P_NW, P_NBF
*DIM, P_MODAL_DAMP, ARRAY, P_NW, P_NBF

! loop for every speed
PI = 4*ATAN(1.0)
*DO, I, 1, P_NW
        P_OMEGA = P_SPIN(I)*PI/30

! solve the linear equation system
        OMEGA, ,  ,P_OMEGA
        MXPAND, P_NBF
        SOLVE

        ! store the result of the current rotating speed
        *DO, J, 1, P_NBF
                *GET, P_MODAL_FREQ(I,J), MODE, J, FREQ, IMAG
                *GET, P_MODAL_DAMP(I,J), MODE, J, DAMP
        *ENDDO
*ENDDO
FINI
/POST1
! PRINT CAMPBELL VALUES FOR SLOPE=1, UNIT= RPM
PLCAMP,,1.,RPM,,,,,,1
P_NBOUTCB = 6
*DO, I, 1, P_NBOUTCB
        *GET,CRICI,CAMP,I,VCRI,,,
*ENDDO
*DO, I, 1, P_NBOUTCB
        !*GET,KEYI,CAMP,I,UKEY,,,
*ENDDO
*DO, I, 1, P_NBOUTCB
        *GET,STABI,CAMP,I,STAB,6,,
*ENDDO
*DO, I, 1, P_NBOUTCB
        *GET,FREQI,CAMP,I,FREQ,6,,
*ENDDO

PRCAMP,,1.,RPM,,,,,,1
```

```
! ========================= 3. Post process ============================

*MWRITE, P_MODAL_FREQ(1,1), ModalAnalysis_Loop, dat, , JIK, P_NBF, P_NW, 1
G  G  G  G  G  G
*MWRITE, P_MODAL_DAMP(1,1), MA_Damp_Loop, dat, , JIK, P_NBF, P_NW, 1
G  G  G  G  G  G

! ===============Here where the first analysis ends ==================

*ELSEIF, P_ANALYSIS_TYPE, EQ, C_ANALYSIS_TYPE_UNB_RES, THEN

/SOLU
/OUT, SCRATCH

! set the solution parameters
ANTYPE, HARMIC
HROPT, FULL ! only full method is supported
SYNCHRO, , PC_ROTOR ! NOTE: the first argument MUST be left blank
NSUBS, P_NSUBSTEP
CMOMEGA, PC_ROTOR, 0,0, 3000*PI/30
HARFRQ, P_RSPEED_BEGIN/60, P_RSPEED_END/60  ! implicitly defines OMEGA for Coriolis calculation
KBC, 1
DMPRAT, 0.08
CORIOLIS, ON, , , ON
SOLVE
FINI
! output: amplitude at nodes 6 and 19 as a function of the frequency
/POST26
!
*DIM, AMPL_COMP, ARRAY, P_NSUBSTEP
*DIM, AMPL_CDG , ARRAY, P_NSUBSTEP
*DIM, AMPL_TURB, ARRAY, P_NSUBSTEP
!
NSOL, 2, P_UNBAL_NODE_COMP, U, X, UX
NSOL, 3, P_UNBAL_NODE_COMP, U, Y, UY
REALVAR, 4, 2, , , UXR
REALVAR, 5, 3, , , UYR
PROD, 4, 4, 4, , UXR_2
PROD, 5, 5, 5, , UYR_2
ADD, 6, 4, 5, , UXR_2+UYR_2
```

```
SQRT, 7, 6, , , U_COMP
!
NSOL, 2, P_UNBAL_NODE_CDG, U, X, UX
NSOL, 3, P_UNBAL_NODE_CDG, U, Y, UY
REALVAR, 4, 2, , , UXR
REALVAR, 5, 3, , , UYR
PROD, 4, 4, 4, , UXR_2
PROD, 5, 5, 5, , UYR_2
ADD, 6, 4, 5, , UXR_2+UYR_2
SQRT, 8, 6, , , U_CDG
!
NSOL, 2, P_UNBAL_NODE_TURB, U, X, UX
NSOL, 3, P_UNBAL_NODE_TURB, U, Y, UY
REALVAR, 4, 2, , , UXR
REALVAR, 5, 3, , , UYR
PROD, 4, 4, 4, , UXR_2
PROD, 5, 5, 5, , UYR_2
ADD, 6, 4, 5, , UXR_2+UYR_2
SQRT, 9, 6, , , U_TURB
!
VGET, AMPL_COMP(I), 7,
VGET, AMPL_CDG(I), 8,
VGET, AMPL_TURB(I), 9,
!
/gropt,logy,1
/XRANGE,0,60
/YRANGE,1.e-12,1.e-4
PLVAR,7,8,9


FINI
/WAIT, 5
!output: orbit plot at the given frequency
/POST1
SET,1,7
/view,,1,1,1
PLORB
/WAIT, 5
! output: animation of the whirl at the given frequency
SET,1,7
!reset for subsequent post processing
```

```
        /ESHAPE,1
        /GLINE,,-1
        PLNSOL,U,SUM
        ANHARM
        /POST26
        *CFOPEN, HarmonicResponse_Loop, dat
        *VWRITE, AMPL_COMP(1), AMPL_TURB(1), AMPL_CDG(1)
        %G %G %G
*ENDIF
!==================Fin du script==================
```