

M/531.630

Université du 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Master

Présenté par : **HAMIDA MOUNIRA**

Option : **Maintenance Industrielle**



=====
***Contribution à l'étude du comportement
Dynamique des rotors rigides***
=====

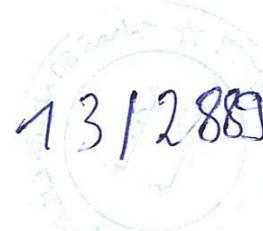
Sous la Direction de :

Dr. BOUTABBA SMAIL

Dr. REZAIGUIA ABDELOUHAB

Année universitaire 2012/2013

Résumé



Les machines tournantes telles que les turbomachines, les réacteurs, etc, occupent une place très importante dans l'industrie. Plusieurs rotors de machines tournantes peuvent être classés comme rigides. Parmi les problèmes rencontrés dans ces machines tournantes, les vibrations dues aux défauts de balourd sont transmises aux paliers. La seule solution de rendre ces vibrations admissibles est l'équilibrage.

Ce travail a pour objectif de faire une étude expérimentale de l'équilibrage d'un ventilateur de dépoussiérage cuisson existant au niveau du complexe sidérurgique d'EL HADJAR et d'autre part, de réaliser une opération d'équilibrage en un plan d'un rotor rigide du simulateur de défauts de machines (existant au Laboratoire de Maintenance Industrielle) en utilisant l'appareil 'Smart Balancer'.

Ce travail nous a permis d'acquérir des connaissances expérimentales sur l'opération d'équilibrage des rotors rigides.

Table des Matières

Résumé

Liste des Figures

Symboles

Introduction Générale **01**

Chapitre 1 Recherche Bibliographique

1.1. Introduction	03
1.2. État de l'Art	03
1.3. Définitions et éléments d'une machine tournante	06
1.3.1. La poutre	06
1.3.2. Le rotor	06
1.3.3. Les paliers	07
1.3.4. La liaison des paliers	08
1.4. Rotors rigides	08
1.5. Rotors flexible	08
1.6. Les vitesses critiques et les Pulsation propres	09
1.7. Effet gyroscopique	10
1.8. Dynamique linéaire des rotors	10
1.8.1 Equations de mouvement	11
1.8.2 Systèmes tournants	12
1.8.3 Coordonnées complexes dans la dynamique des rotors	12
1.8.4 Vibration libre	13
1.8.4.1 Fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation : diagramme de Campbell	14
1.8.4.2 Vitesses critiques	14
1.8.4.3 Plages d'instabilité	16
1.8.5 Vibration forcée	17
1.8.5.1 Réponse due au balourd	17
1.8.5.2 Réponse due à une force asynchrone	18
1.9. Equilibrages des rotors rigides	18
1.9.1. Rotor rigide et balourd	19
1.9.2. Correction	20
1.9.3. Plan de correction	20
1.9.4. Balourd d'un rotor	20
1.9.5. Balourd statique	21
1.9.6. Moment de balourd	22
1.9.7. Balourd dynamique	22
1.9.8. Machines à équilibrer	22
1.9.9. Procédure	23

**Chapitre 2 Étude expérimentale de l'équilibrage d'un ventilateur de dépolluissage
cuisson (Complexe sidérurgique EL HADJAR)**

2.1. Introduction	26
2.2. Caractéristiques de ventilateur	26
2.3. Seuil de jugement d'alarme (Tableau2)	28
2.4. Schémas cinématique du ventilateur	29
2.5. Historique de la machine	30
2.6. Rapport des mesures globales et des alarmes	32
2.6.1. Le niveau global	32
2.6.2. Le spectre des mesures globales et alarmes	32
2.6.3 Analyse	33
2.6.4 Les spectres de chaque mesure en chaque mois	33
2.7. Opération d'équilibrage et le rapport de sur la machine à équilibrer HM60U	35
2.7.1. Opération d'équilibrage	35
2.7.2. Le rapport des résultats de mesure et la réalisation de la correction	36
2.8. Conclusion	37

Chapitre 3 Étude expérimentale de l'équilibrage en un plan d'un rotor rigide

3.1. Introduction	39
3.2. Analyseur équilibreur « Schenck Smart Balancer»	39
3.3. Préparatifs pour l'équilibrage	40
3.3.1 Installation	40
3.3.2. Réglages	41
3.3.3. Affichage	41
3.4. Equilibrage en un plan	41
3.4.1. Activation du mode d'équilibrage	42
3.4.2. Mesure du balourd initial	42
3.4.3. Cycle d'essai (tarage)	43
3.4.4. Cycle de compensation	44
3.4.5. Mémorisation des résultats	45
3.5. Spectre FFT de vitesse après équilibrage	46
3.6. Conclusion	47

Conclusion générale 48

Références Bibliographiques

Liste des figures

Chapitre 1

Fig1.1 Modèle de Rankine	04
Fig1.2 Rotor de Jeffcott-Laval	05
Fig1.3 Éléments d'une machine tournante	07
Fig1.4 Paliers hydrostatiques	07
Fig1.5 Rotor de la centrale thermique classique de Porcheville (Yvelines)	08
Fig1.6 Diagramme de Campbell pour un rotor avec des supports orthotropes	09
Fig1.7 effet gyroscopique	10
Fig1.8 deux arbres identique avec différentes vitesses critiques	10
Fig1.9 Vecteur déplacement du point c et ses composantes	13
Fig1.10 Diagramme de Campbell	14
Fig1.11 Localisation des vitesses critiques sur le diagramme de Campbell	15
Fig1.12 Vitesse critique d'un rotor dont le diagramme de Campbell est horizontal	15
Fig1.13 Amplitude de la réponse due à un balourd pour un rotor amorti à symétrie axiale	17
Fig1.14 Machine à équilibrer	19
Fig1.15 Correction d'un balourd.	20
Fig1.16 Les balourds \bar{U}_i du rotor cylindrique découpé en rotors en forme de disque sont transférés dans les plans d'extrémité. Les balourds complémentaires dans ces plans de correction I et II sont U_I et U_{II}	21
Fig1.17 Balourd statique provoqué par un balourd agissant au centre de gravité S. U_s	21
Fig1.18 Un moment de balourd est provoqué par un couple de balourds (deux balourds opposés de même valeur \bar{U} et $-\bar{U}$) avec un espacement l entre les plans	22
Fig1.19 Équilibrage de rotor de moteur électrique entraîné par courroie	24

Chapitre 2

Fig.2.1 Ventilateur du dépoussiérage cuisson ; Complexe sidérurgique El hadjar	29
Fig.2.2 Schéma cinématique de ventilateur de dépoussiérage cuisson	30
Fig.2.3 Le spectre du 15/04/2013	33
Fig.2.4 Le spectre du 21/05/ 2012	34
Fig.2.5 Le spectre du 03/06/2012	34
Fig.2.6 Le spectre du 07/06/2012	34
Fig.2.7 Le spectre du 15/06/2012	34
Fig.2.8 Le spectre du 17/06/2012.	34
Fig.2.9 Le spectre du 18/06/2012	34
Fig.2.10 Le spectre du 20/06/2012	35
Fig.2.11 Le spectre du 01/07/2012	35
Fig.2.12 Le spectre du 10/07/2012	35
Fig.2.13 Le spectre du 02/08/2012	35
Fig.2.14 Ventilateur principale N°2/AGII 15/05/2012 vitesse de rotation 992 tr/min Balourd Dynamique (a=1650 ; b=687 ; c=1650 ; r1=1620 ; r2=1620)	35

Chapitre 3

Fig.3.1 Schenck Smart Balancer	39
Fig.3.2 Dispositif expérimental	41
Fig.3.3 analyse et mesure globale	42
Fig.3.4 mesure initial amplitude et phase	43
Fig.3.5 essai de tarage	44
Fig.3.6 essai de correction	45
Fig.3.7 Sortie vers une imprimante, Classe d'équilibrage atteinte et Résultats mémorisés	46
Fig.3.8 Spectre FFT de vitesse après équilibrage	46

Nomenclature

Symbole	désignation
E	Module d'élasticité
ε	Déformation
F	Force extérieure
F(Ω)	Fréquence propre
m	Masse du balourd
I	Moment d'inertie diamétral
l	Longueur
Ω, V_c, V_e	Vitesse et vitesse critique de rotation et vitesse d'entraînement
$\vec{\omega}$	Vecteur rotation
q	Coordonnée généralisée
s	Section de l'arbre
σ	Contrainte
J_ξ, J_η, J_φ	Les moments principaux d'inertie
\vec{M}	Moments
F_b	Force du balourd
\vec{U}	Balourd
u	Masse de balourd
\vec{r}	Distance entre le centre de gravité de la masse du balourd

Introduction générale

L'analyse vibratoire d'une machine tournante est aujourd'hui très utilisée par les industrielles pour diagnostiquer des défauts sur les machines avant que celles-ci ne subissent un accident, c'est la maintenance conditionnelle. L'identification du problème permet de mettre en place des actions curatives comme un réglage ou le remplacement d'une pièce défectueuse avant la ruine de la machine.

Un problème d'équilibrage se manifeste par un niveau de vibration élevé à la fréquence de rotation de la machine. Un équilibrage permet alors de résoudre ce problème en ajoutant de la masse sur l'arbre ou la roue pour compenser le balourd. L'équilibrage peut se faire sur un ou plusieurs plans. Le présent mémoire s'organise autour de trois chapitres :

Le premier chapitre présente une vision globale de l'état de l'art dans le domaine la dynamique des machines tournantes, les différents phénomènes qui caractérisent la dynamique des rotors et l'équilibrage des rotors rigides.

Le deuxième chapitre présente une étude expérimentale de l'équilibrage d'un ventilateur de dépoussiérage cuisson existant au Complexe Sidérurgique d'EL HADJAR. Les caractéristiques, l'historique des pans, l'opération d'équilibrage sur l'équilibreuse HM60U ainsi que les résultats d'équilibrage sont présentés et interprétés.

Le troisième chapitre décrit en détail, un essai d'équilibrage en un plan d'un rotor rigide excentrique du simulateur de défauts de machines existant au niveau de notre Laboratoire de Maintenance Industrielle. L'appareil utilisé pour réaliser cette opération est l'analyseur équilibreur intelligent **Smart Balancer 2**.

Le mémoire est clôturé par une conclusion générale sur les différentes conclusions tirées des chapitres deux et trois.

Chapitre1

Recherche Bibliographique

Chapitre 1

Recherche Bibliographique

1.1. Introduction

Les machines tournantes telles que les pompes, les turbines (ou turbomachines) et les compresseurs sont devenus depuis de nombreuses années des éléments indispensables pour l'industrie moderne. Ils sont aussi des composants pour la plupart des véhicules : turboréacteur pour un avion, turbocompresseur automobile, turbines de bateaux ou de sous-marins. La dynamique des rotors est la branche de la dynamique de systèmes mécaniques des dispositifs dans lesquels au moins une partie, habituellement définie comme rotor, tourne avec une grande vitesse angulaire. D'après la définition ISO, un rotor est un corps suspendu par un ensemble de charnières ou de roulements cylindriques qui lui permet de tourner librement autour d'un axe fixé dans l'espace. Les études de la dynamique des rotors liées aux applications technologiques remontent à la deuxième moitié du dix-neuvième siècle, quand l'augmentation de la vitesse de rotation a rendu nécessaire d'inclure la rotation dans l'analyse de leur comportement dynamique. Cependant, la dynamique des systèmes tournants, en ce qui concerne des rotors rigides, était déjà bien comprise et le problème du comportement au dessus de la vitesse de rotation avait été résolu avec succès par plusieurs mathématiciens et mécaniciens.

Les performances de ces systèmes sont sans cesse améliorées afin d'augmenter leur rendement, de diminuer leur poids ou leur bruit. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter une trop grande vibration du système. En effet, une trop grande amplitude de vibration engendre un moindre rendement, un bruit trop important, et peut même aboutir à l'endommagement du système : rupture par fatigue, endommagement des paliers, frottement rotor/stator. L'étude de la dynamique des machines tournantes est donc plus que jamais d'actualité.

1.2. État de l'Art

Plusieurs mathématiciens et mécaniciens ont étudié avec succès la dynamique des rotors. L'article intitulé "*On the centrifugal force on rotating shafts*", (*Force centrifuge sur les arbres tournants*), publié en 1869 par Rankine, est considéré comme le premier article entièrement consacré à la dynamique des rotors. L'auteur confirme avec raison qu'un système

souple qui tourne à une vitesse de rotation, définie par l'auteur comme vitesse critique; subit des vibrations de très grandes amplitudes. Toutefois l'auteur interprète incorrectement que le fonctionnement stable au-dessus de la vitesse critique de rotation est impossible (**figure. 1.1**) [1] et [2].

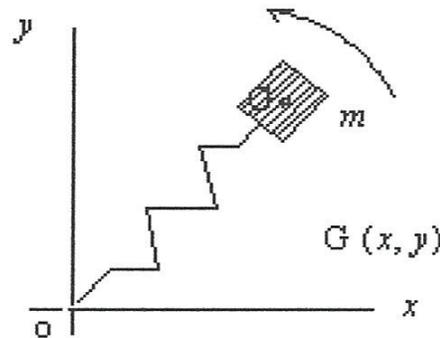


Fig. 1.1: Modèle de Rankine [2]

Ainsi les premiers modèles mathématiques qui ont été étudiés sont connus sous le nom de rotor de Jeffcott en 1919, mais aussi de Laval ou encore de Föppl en 1895. Comme l'illustre la figure 1.2, le rotor de Jeffcott est constitué d'un arbre flexible « sans masse » monté sur appuis simples (paliers rigides) et d'un disque placé en son milieu dont le centre de gravité ne coïncide pas avec le centre géométrique (présence d'un balourd). Considérant initialement deux degrés de liberté (déplacements du centre du disque), ce modèle a été largement étendu par la suite pour prendre en compte l'amortissement interne, les paliers flexibles, l'effet gyroscopique, etc. Ce type de modèle peut être représentatif pour des rotors courts, qui sont plus rigides, comme par exemple un banc d'essai en laboratoire, mais ne convient pas pour décrire le comportement vibratoire des turbines modernes, qui sont des structures élancées [3].

De nombreux auteurs ont traité des cas de contact rotor-stator sur ces modèles simples, comme Choy, Kim, Ganesan, Chu ou encore Muszynska. Mentionnons également Edwards *et al* (rotor rigide sur paliers flexibles) et Sun *et al* (rotor de Jeffcott) qui ont montré que le couplage flexion-torsion n'est pas négligeable dans les cas de contact frottant et devait être considéré pour une meilleure représentation de l'interaction.

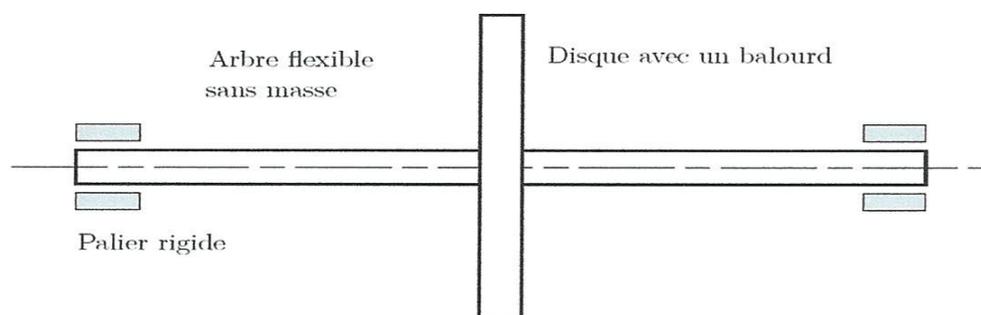


Fig. 1.2. Rotor de Jeffcott-Laval

Les développements faits dans la dynamique de rotor commencent à partir du vingtième siècle et sont détaillés dans le chef d'œuvre écrit par Stodola (1924) [5]. Entre autres, ce livre inclut la dynamique de l'axe élastique avec des disques, la dynamique des rotors continus sans considérer le moment gyroscopique, le phénomène de résonance secondaire, de résonance à l'effet de pesanteur, l'équilibrage de rotors et des méthodes pour déterminer les valeurs approximatives des vitesses critiques des rotors avec les couples variables. Il a présenté un procédé graphique pour calculer les vitesses critiques, qui a été largement répandu. Il a montré avec ces derniers des solutions supercritiques qui ont été stabilisées par des accélérations de Coriolis.

Dans la même année (1924), Newkirk attira l'attention sur une vibration particulière de certains rotors guidés par des coussinets à huile et tournant à des vitesses voisines ou supérieures à leur première vitesse critique de flexion [5].

Stodola en 1925, puis Hummel en 1926 ont étudié l'influence de la « raideur » des films d'huile sur les vitesses critiques ; la vibration particulière de Newkirk fut décrite mathématiquement par Robertson en 1933 puis reprise par Newkirk et Grobel en 1934 ; l'étude de l'instabilité que l'on nommait alors « oil-whip » ou « fouettement » était abordée par une caractérisation théorique [5].

La prévision des caractéristiques d'amortissement et de leurs effets est fondamentale pour la conception des machines tournantes afin de fournir une idée précise des plages de rotation "sécurisées". Pour cela, au cours des dernières années, beaucoup d'études dynamiques se sont concentrées sur la modélisation des effets dissipatifs, la prévision des vitesses critiques, des réponses au balourd et enfin sur la prévision des seuils d'instabilité [4].

De nombreux travaux de recherche ont eu pour objet l'étude de l'influence de l'amortissement interne (matériaux, frottement sec, contact Rotor/Stator) ainsi que celle de

l'amortissement externe (nature des différents types de paliers, paliers hydrodynamiques, ...) sur la stabilité des machines tournantes.

Actuellement, la dynamique des rotors est un domaine de recherche très actif plusieurs chercheurs travaillent non seulement sur la dynamique linéaire des rotors, mais aussi dans la dynamique non linéaire des rotors à vitesses variables et dans le control actif des machines tournantes. Chaque année, de nombreuses conférences et séminaires scientifiques sur la dynamique des rotors sont déroulés. Ainsi que le nombre de documents publiés dans des revues scientifiques et des livres augmente d'une manière importante.

1.3. Définitions et éléments d'une machine tournante

1.3.1. La poutre

C'est un système continu, dont les dimensions transversales sont faibles par rapport à sa dimension longitudinale.

1.3.2. Le rotor

Lorsqu'on impose une vitesse de rotation Ω à une poutre, elle devient un rotor. Donc un *rotor* est un corps susceptible d'être animé d'un mouvement de rotation autour d'un axe dans un repère galiléen, parmi ces corps nous distinguons les corps très peu déformables sous l'effet des actions d'inertie que l'on appellera *rotors rigides* (**figure 1.3**), et les corps déformables sous l'effet des actions d'inertie que l'on appellera rotors flexibles [9].

En général un rotor possède au moins deux tourillons. Le tourillon est la partie du rotor par lequel il est guidé par rapport à une structure qui est un ensemble constitué par les paliers, les corps, la fondation, et par les éléments qui assurent le guidage du rotor (coussinets, roulements à billes). La liaison est l'élément qui associe le tourbillon à la structure, elle est en général constituée par un fluide (huile, . . .) ou un champ magnétique.

Toute machine tournante selon Michael et al. Se compose de trois composants principaux, à savoir, le rotor, les paliers, et leur structure de soutien ou fondation (**figure 3.1**).

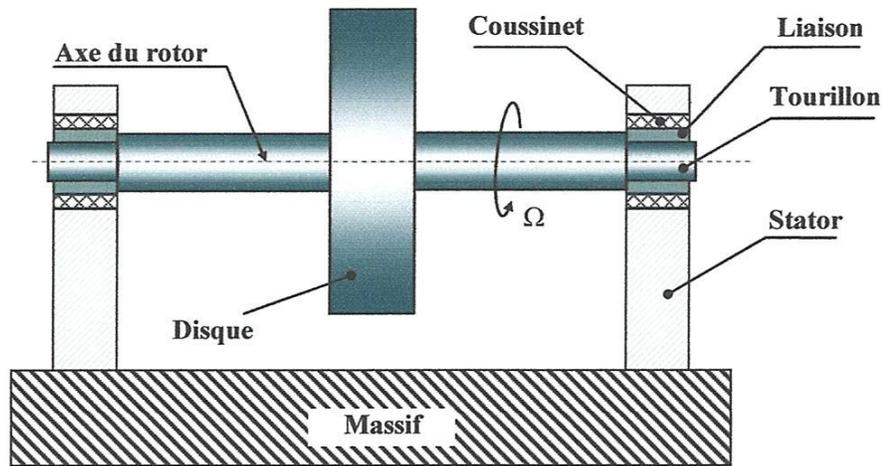


Fig. 1.3: Éléments d'une machine tournante

1.3.3. Les paliers

Les paliers sont des organes de machines utilisés pour guider les arbres en rotation la (figure 1.4). Deux grandes familles de paliers existent : les paliers lisses et les paliers à roulements. Dans les premiers, l'arbre prend appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant ; dans les seconds, des corps roulants (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur. Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les paliers porteurs pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée ou butées pour lesquels la charge est axiale.

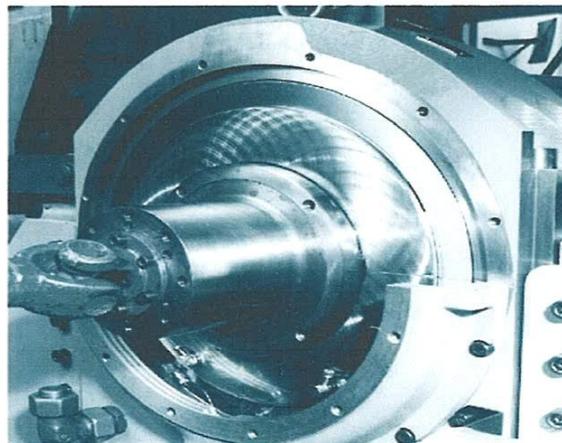


Fig. 1.4: Paliers hydrostatiques

1.3.4. La liaison des paliers

La schématisation faite pour les paliers est importante : la déformée dépend fortement des conditions aux limites de flexion de l'arbre, c'est à dire de la nature de la liaison aux paliers :

- Liaison rotule (pour des roulements à rotule, ou un guidage court - longueur du palier < 0,8 diamètre),
- Liaison pivot pour un guidage long.

1.4. Rotors rigides

Un rotor est en état rigide si on peut déterminer des balourds correcteurs disposés dans un ou deux plans d'équilibrage quelconques tels que les élongations des grandeurs définies pour l'appréciation de son comportement vibratoire, soient égaux ou inférieurs à des limites fixées quelle que soit la vitesse de rotation dans un ou des domaines définies. Pour éviter les problèmes liés aux vitesses critiques, beaucoup de machines industrielles sont dimensionnées pour que la première vitesse critique de flexion (V_{c1}) soit nettement supérieure à la vitesse d'entraînement V_e ($V_e < 0,8 V_{c1}$). L'arbre est alors qualifié *d'arbre rigide* (figure. 1.5).



Fig. 1.5: Rotor de la centrale thermique classique de Porcheville (Yvelines)

1.5. Rotors flexible

Un rotor est en état flexible, s'il faut disposer des balourds correcteurs dans au moins trois plans d'équilibrages (l'équilibrage est multi plans) pour tout rotor il existe une certaine valeur de rotation limite Ω_l telle que :

Si $\Omega > \Omega_l$ le rotor est en état flexible

Si $\Omega < \Omega_l$ le rotor est en état rigide

Ω_l dépend de la forme et des dimensions des rotors.

1.6. Les vitesses critiques et les Pulsation propres

Les fréquences propres dépendent de la vitesse de rotation par les effets gyroscopiques et les impédances des paliers. Elles deviennent vitesses critiques s'il y a coïncidence avec une fréquence d'excitation et si leur amortissement est faible.

Elles dépendent de la vitesse de rotation, cette dépendance résulte des effets gyroscopiques et de la variation, en fonction de la vitesse de rotation des impédances offertes par les liaisons. Si l'amortissement des liaisons est faible les pulsations propres sont en général proches des vitesses critiques

Les vitesses critiques se sont les vitesses de rotations pour lesquelles en un point et pour une direction fixées l'amplitude d'une grandeur (déplacement, vitesse de déplacement, force ...) passe par un maximum pour les ensembles physiques il existe autant de vitesses critiques (figure 1.6).

Lorsque les déformations de flexions du rotor sont grandes les vitesses de rotation qui correspondent au maximum de l'amplitude des grandeurs associées au mouvement du rotor sont les vitesses critiques des systèmes conservatifs sans amortissement sont égales aux pulsations propres, et se sont les solutions en Ω de l'équation:

$$\Omega = w(\Omega) \quad (1.1)$$

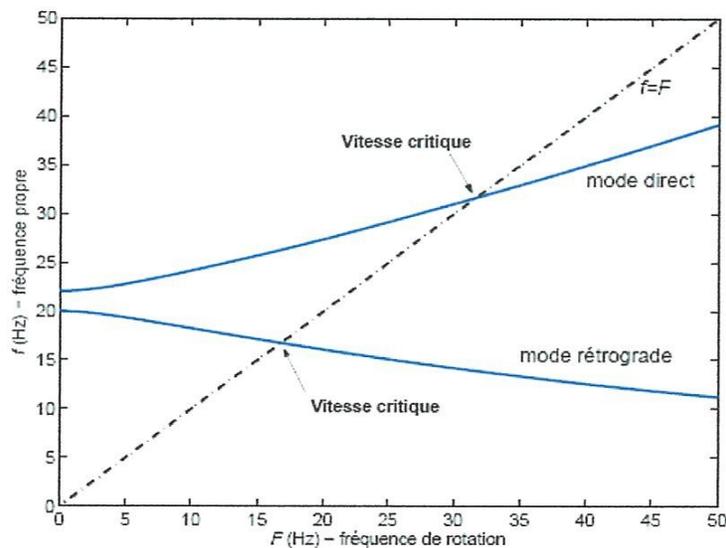


Fig. 1.6: Diagramme de Campbell pour un rotor avec des supports orthotropes

1.7. Effet gyroscopique

Le terme «gyroscope» désigne un objet monté de manière à tourner très vite autour d'un axe de symétrie, donc l'effet gyroscopique se définit comme la difficulté de modifier la position ou l'orientation du plan de rotation d'une masse tournante.

Le disque de **(figure. 1.7.a)** étant au milieu de la travée libre dans son propre plan quand le disque est placé près de l'un des paliers r ou quand il est fixé à l'extrémité d'un arbre en console il ne vibre plus dans son plan dès lors, les deux systèmes représentés **(figure. 1.7.a)** n'auront plus les mêmes vitesses critiques malgré que les deux arbres aient la même raideur et que les masses aux extrémités soient les mêmes. Ceci est dû au fait que les forces centrifuges des différents éléments du disque n'agissent pas dans le même plan donc forment un couple tendant à redresser l'arbre **(figure. 1.7. b.)** (Couple gyroscopique).

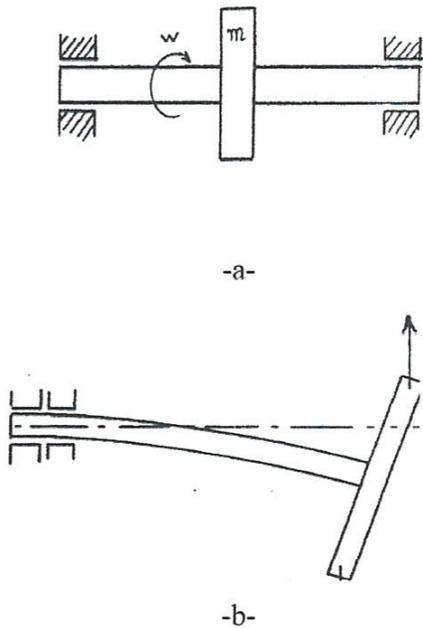


Fig.1.7. (a), (b) effet gyroscopique

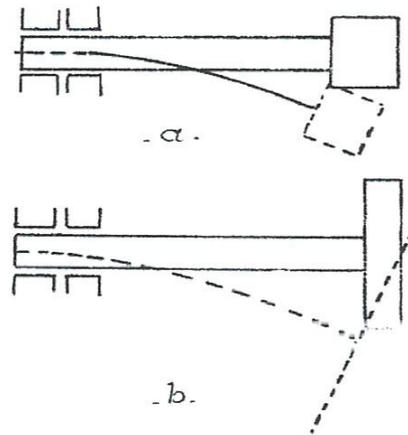


fig1.8.deux arbres identique avec différentes vitesses critiques

1.8. Dynamique linéaire des rotors

Les équations décrivant le mouvement d'un solide de masse m , de moments principaux d'inertie $J_{\xi}, J_{\eta}, J_{\phi}$ liés à un repère de référence dans l'espace en trois dimensions, sont effectivement complexes, notamment lorsqu'il s'agit des degrés de liberté en rotation. Elles ne permettent pas l'utilisation directe d'un modèle linéaire. On se référant à un repère inertiel et un autre tournant lié au solide et qui coïncide avec les axe principaux d'inertie, les 6 équations

du mouvement du solide sous l'effet d'une force \vec{F} et d'un moment \vec{M} peuvent être écrite sous la forme [1] :

$$\begin{cases} F_x = m\ddot{x} \\ F_y = m\ddot{y} \\ F_z = m\ddot{z} \end{cases} \quad \begin{cases} M_\xi = \dot{\Omega}_\xi J_\xi + \Omega_\eta \Omega_\varphi (J_\varphi - J_\eta) \\ M_\eta = \dot{\Omega}_\eta J_\eta + \Omega_\xi \Omega_\varphi (J_\xi - J_\varphi) \\ M_\varphi = \dot{\Omega}_\varphi J_\varphi + \Omega_\xi \Omega_\eta (J_\eta - J_\xi) \end{cases} \quad (1.2)$$

Les trois équations pour les degrés de liberté de rotation qui sont bien connues équations d'Euler, sont non linéaire de la vitesse angulaire Ω . Toutefois, un certain nombre de simplifications permettent d'obtenir un modèle linéaire qui conserve les caractéristiques de base du comportement dynamique des systèmes tournants et nous permettent de les décrire correctement à la fois d'une manière qualitative et quantitative.

Le rotor a dans sa configuration non déformée ; un axe de rotation bien définie qui coïncide avec l'un des axes principaux d'inertie. Cette condition est exactement vérifiée si que le rotor est parfaitement équilibré et n'est que d'environ vrai, mais dans la plupart des cas, le déséquilibre (balourd) à savoir, l'excentricité est petite et il est possible de le traiter comme une petite perturbation. En outre, tous les déplacements et les vitesses; linéaires et angulaire; peuvent être supposés petits, à l'exception de l'angle de rotation et la vitesse angulaire autour de l'axe de rotation qui ne sont pas petites mais, peuvent être considéré comme imposées par le système d'entraînements.

1.8.1 Equations de mouvement

Les deux hypothèses de base, faible déséquilibre et petits déplacements, permettent la linéarisation des équations du mouvement comme dans la dynamique des structures. Cependant, même dans le cas d'un modèle discrétisé d'un rotor linéaire qui est axialement symétrique autour de son axe de rotation et tourne à une vitesse de rotation constante, les équations du mouvement linéaire (équations d'équilibre dynamique), est de la forme générale suivante :

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G]) \{\dot{q}\} + ([K] + [H]) \{q\} = \{F\} \quad (1.3)$$

Où

$\{q\}$ est un vecteur contenant les coordonnées généralisées,

$[M]$ est la matrice de masse symétrique,

$[C]$ est la matrice d'amortissement symétrique.

$[G]$ est la matrice gyroscopique antisymétrique,

$[K]$ est la matrice de raideur symétrique,

[H] est la matrice circulatoire antisymétrique

{F} est un vecteur dans lequel toutes les forces sont regroupées.

1.8.2 Systèmes tournants

Lorsqu'on parle de systèmes tournants, l'une des vibrations forcées est habituellement celle provoquée par le balourd résiduel que, bien que petit, ne peut cependant être négligé. Les forces de balourds sont harmoniques dans le temps, d'amplitude proportionnelle à Ω^2 et de fréquence égale à Ω ($F_b = m\epsilon \Omega^2$)

La matrice gyroscopique contient des termes d'inertie qui, dans le cas de la dynamique des rotors, sont strictement liés aux moments gyroscopiques agissants sur les parties tournantes de la machine. Si l'équation est écrite par rapport à un repère non inertiel, les termes liés à l'accélération de Coriolis sont aussi présents dans la matrice gyroscopique. La matrice circulatoire contient des termes non conservatifs liés à l'amortissement des éléments tournants et; si on utilise un modèle linéaire pour les paliers à fluides; à l'amortissement du film fluide entourant le tourillon. Il est bien connu que la présence d'une matrice circulatoire, peut causer l'instabilité, et les rotors ne font pas exception à cette règle.

Il faut noter que, dans la dynamique des rotors, les matrices gyroscopique et circulatoire [G] et [H], sont proportionnelles à la vitesse de rotation, et quand Ω tend vers zéro, les termes antisymétriques disparaissent et l'équation se réduit à celui d'une structure non tournante. En outre, les matrices d'amortissement et de rigidité [C] et [K], peuvent dépendre de la vitesse de rotation, souvent avec Ω^2 et [H] peut-être une fonction plus complexe de Ω .

L'équation (4,2) est obtenue avec l'hypothèse de la symétrie du rotor par rapport l'axe de rotation. Elle est encore valable lorsque le rotor est à symétrie axiale, mais fonctionne sur un stator général sans aucune propriété de symétrie particulière. Au contraire, si le rotor n'a pas de symétrie axiale, l'étude devient très compliquée.

La plupart des rotors flexibles peuvent être considérés comme des structures semblables à des poutres. Le comportement latéral d'une poutre peut être découplé de son comportement axial et de torsion. Ce découplage est généralement utilisé dans dynamique des rotors, à l'exception qu'on ne peut pas découpler entre la flexion dans les plans principaux.

1.8.3 Coordonnées complexes dans la dynamique des rotors

Si le stator et le rotor sont isotropes par rapport à l'axe de rotation, des modèles très simples peuvent être conçus par l'introduction de coordonnées complexes.

Supposons que l'axe de rotation coïncide avec l'axe (o, z) d'un repère inertiel (**Figure. 1.9**). Le déplacement de n'importe quel point de l'axe du rotor peut être décomposé en deux

déplacements suivant les directions (o, x) et (o, y) . On peut présenter ce déplacement par un vecteur déplacement dans le plans (o, x, y) . Ce dernier peut être exprimé sous la forme d'un nombre complexe :

$$r_c(t) = x_c(t) + iy_c(t) \quad (1.4)$$

Où i est l'unité imaginaire ($i = \sqrt{-1}$)

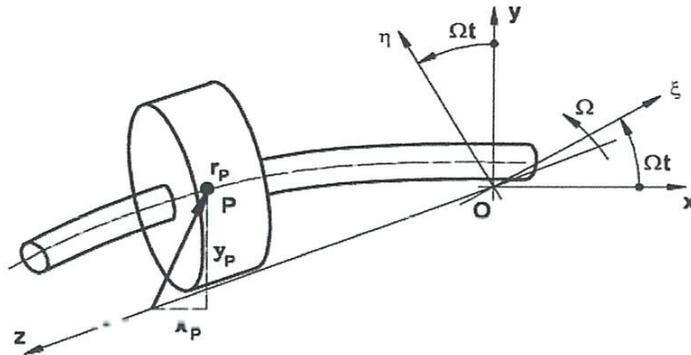


Fig. 1.9. Vecteur déplacement du point c et ses composantes. $R(o, x, y, z)$: repère inertiel, $R(o, \xi, \eta, z)$: repère tournant

1.8.4 Vibration libre

La solution générale de l'équation (2) est composée de la solution homogène (sans second membre) et la solution particulière. La première partie de la solution générale permet d'étudier le comportement libre du système. La solution en vibration libre est généralement harmonique et peut être écrite sous la forme :

$$\{q\} = \{Q\} e^{s\tau} \quad (1.5)$$

Où

$$s = \sigma + i\omega \quad (1.6)$$

Est la fréquence complexe. La fréquence naturelle (propre) du mouvement libre (fréquence circulaire) du système est alors la partie imaginaire ω de s , tandis que sa partie réelle σ est le taux de décroissance (c'est-à-dire, le taux à lequel l'amplitude diminue dans le temps) qui change de signe: une valeur négative de σ caractérise un mouvement qui diminue dans le temps (mouvement stable), tandis qu'une valeur positive caractérise une croissance exponentielle du mouvement dans le temps (mouvement instable).

1.8.4.1 Fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation : diagramme de Campbell

Comme la vitesse de rotation peut apparaître explicitement dans les équations du mouvement (à cause de l'effet gyroscopique dû aux disques et les caractéristiques des liaisons), les fréquences propres d'une machine tournante peuvent dépendre de la vitesse de rotation Ω . Lorsque cela se produit, le comportement libre du Système est généralement résumé par le traçage de l'évolution des fréquences naturelles $w_i(\Omega) = \text{Im}(s_i)$ en fonction de Ω . Comme dans de nombreux cas, les fréquences d'excitations aussi dépendent de la vitesse. Elles peuvent être tracées dans le même diagramme en obtenant ce qu'on appelle le diagramme de Campbell. Comme le diagramme de Campbell est symétrique par rapport aux axes de ω et Ω en même temps toutes les informations sont contenues dans l'un de ses quadrants. Le traçage d'un seul quadrant est donc suffisant (**Figure.1.10.a**). Si l'amortissement est présent, un deuxième diagramme dans lequel la variation du taux de décroissance σ en fonction de la vitesse de rotation peut être tracé avec le diagramme de Campbell (**figure.1.10.b**).

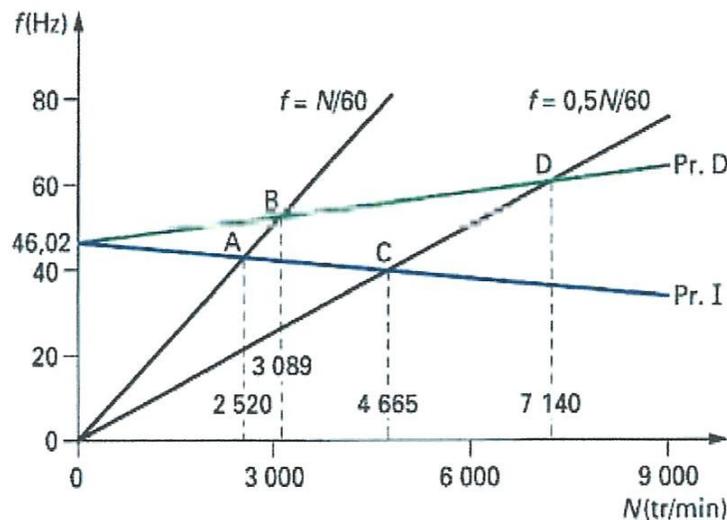


Fig. 1.10. Diagramme de Campbell (uniquement le premier quadrant présenté), et Le taux de décroissance d'un rotor flexible à symétrie axiale

1.8.4.2 Vitesses critiques

Les vitesses critiques sont les vitesses de rotation du rotor pour lesquelles, en un point et pour une direction fixée, l'amplitude du déplacement passe par un maximum. Elles sont particulièrement dangereuses. En l'absence de l'amortissement une vitesse critique de rotation

coïncide exactement avec une fréquence propre du rotor'. Les vitesses critiques peuvent être donc déterminées à partir du diagramme de Campbell par les intersections des courbes relatives aux fréquences naturelles avec celles liées aux fréquences de rotation (ligne droite $\omega = \Omega$). Elles sont généralement désignées sous le nom de vitesses critiques de flexion (**Figure.1.11**).

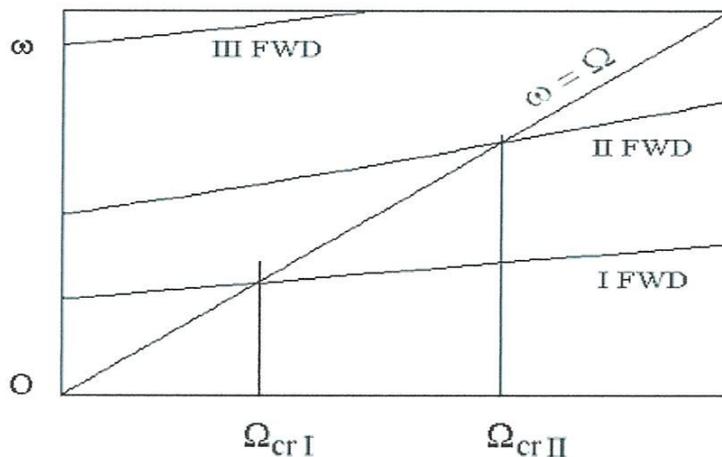


Fig. 1.11: Localisation des vitesses critiques sur le diagramme de Campbell

Si le diagramme de Campbell est sous forme des lignes droites parallèles à l'axe de Ω , c'est à dire, si les fréquences propres sont indépendantes de la vitesse de rotation, les valeurs numériques des vitesses critiques coïncident avec ceux des fréquences propres à l'arrêt (**Figure.1.12**).

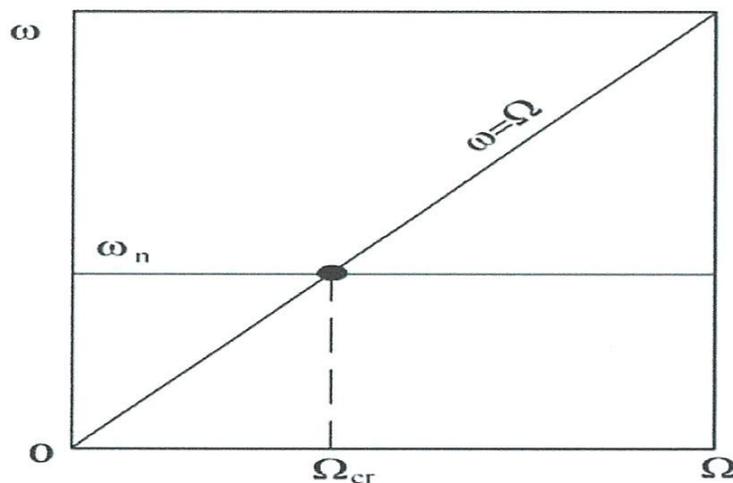


Fig. 1.12: Vitesse critique d'un rotor dont le diagramme de Campbell est horizontal

En plus des vitesses critiques de flexion, les vitesses critiques de torsion peuvent aussi être très dangereuses, surtout dans le cas des machines à mouvement alternatif. De nombreux dispositifs dont le but est de réduire l'amplitude des vibratoires induites par les vitesses critiques ont été développés.

1.8.4.3 Plages d'instabilité

Les rotors peuvent développer un comportement instable dans des plages de vitesses de rotation bien définies. Les vitesses auxquelles ce comportement instable se produit, ne doivent pas être confondues avec les vitesses critiques de rotation du rotor car, les deux phénomènes sont complètement différents.

Il est possible de démontrer qu'un système linéaire est asymptotiquement stable si toutes les solutions en vibration libre présentées par (4.5) sont telles que toutes les valeurs de s ont une partie réelle négative ou nulle, c'est-à-dire $\sigma_i \leq 0$. Si l'une ou plusieurs valeurs de σ_i sont positives, le système est instable.

Les plages des vitesses de rotation où cette croissance d'amplitude se produit c'est à dire, dans lesquelles des vibrations d'auto excitations peuvent se développer, sont généralement appelés plages d'instabilité. Pour faciliter la distinction entre les vitesses critiques et les plages d'instabilité, les caractéristiques suivantes peuvent être mentionnées :

Pour les vitesses critiques

- Elles se produisent à des valeurs bien définies de la vitesse de rotation.
- L'amplitude croît linéairement dans le temps si aucun amortissement n'est présent.
- L'amplitude peut être maintenue dans des limites raisonnables, et en tant que conséquence, une vitesse critique peut être passée.
- La valeur de la vitesse est fixée, mais celle de l'amplitude maximale dépend de l'amplitude de vibration. En particulier, les principales vitesses critiques de flexions ne dépendent pas de l'amplitude du balourd, mais l'amplitude augmente avec l'augmentation du balourd.

Pour les plages d'instabilité

- Leurs plages sont généralement larges. Souvent, toutes les vitesses de rotation au-delà du seuil d'instabilité donnent lieu à un comportement instable.
- Le seuil d'instabilité; s'il existe; se trouve généralement dans la plage des vitesses supercritiques.
- L'amplitude de vibration croît de façon exponentielle dans le temps. Elle croît de façon incontrôlable et le travail près du seuil d'instabilité est impossible. Le rotor doit être

modifié pour porter bien le seuil d'instabilité au-dessus de la vitesse de travail maximale.

1.8.5 Vibration forcée

1.8.5.1 Réponse due au balourd

En introduisant la force de balourd dans les équations de mouvement (4,2), il est possible d'obtenir la réponse $\{q(t)\}$ du système, puis de calculer les sollicitations du rotor et les vibrations induites sur les parties non tournantes de la machine. Si le rotor a une symétrie axiale, la réponse due au balourd est harmonique et l'orbite est circulaire tourbillonnant varie en fonction de la vitesse de rotation de la machine. Dans ce cas, le rotor ne vibre plus mais tourne dans une configuration fléchie et le matériau qui constitue les pièces en rotation de la machine n'est pas soumis à la fatigue et leurs amortissements ne jouent aucun rôle dans son comportement [7]. Dans le cas d'un système non amorti, l'amplitude tend vers l'infini à la vitesse critique. En réalité, les rotors des machines sont toujours amortis. Un pic de vibration apparaît à la vitesse critique de rotation. Pour réduire l'amplitude de ce pic, le concepteur doit augmenter l'amortissement non tournant [7].

Dans le cas des rotors montés sur roulements anisotropes, la trajectoire tourbillonnaire devient elliptique et dans certains cas, peut se produire en mouvement inverse. Si le matériau du rotor est anisotrope, la réponse devient poly-harmonique et le mouvement est assez complexe.

La réponse due au balourd est généralement présentée sous forme montrant la variation de l'amplitude de l'orbite circulaire en fonction de rotation, à des positions bien choisies sur le rotor (**Figure. 1.13**).

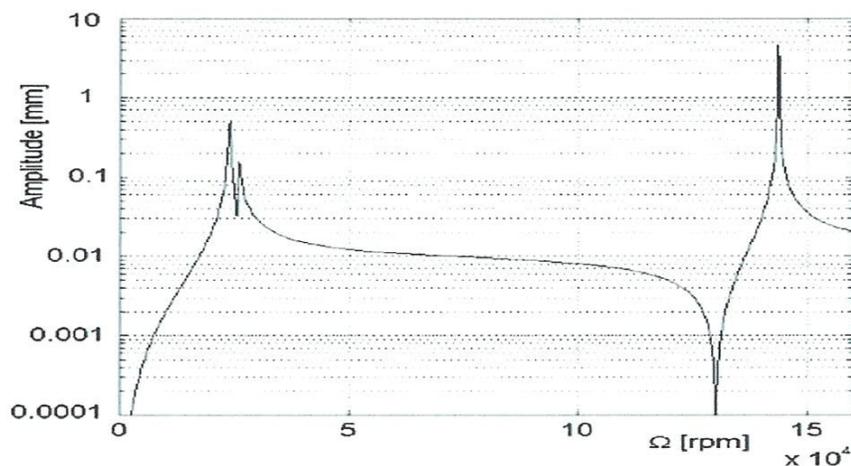


Fig. 1.13: Amplitude de la réponse due à un balourd pour un rotor amorti à symétrie axiale

1.8.5.2 Réponse due à une force asynchrone

En régime de fonctionnement, la force due au balourd n'est pas la seule qui agit sur un rotor. Ce dernier et dans la plus part des cas, peut être excité par une force asynchrone, c'est-à-dire une force d'amplitude constante qui tourne à une vitesse différente de celle du rotor de forme $n\Omega$, avec n est un multiple de la vitesse de rotation 2x, 3x, 4x, etc.

1.9. Equilibrages des rotors rigides

L'équilibrage est un processus permettant de contrôler la répartition des masses d'un rotor et d'améliorer celle-ci pour maintenir dans des limites acceptables les forces et vibrations provoquées par les balourds [9].

L'équilibrage est considéré aujourd'hui comme absolument nécessaire pour pratiquement tous les rotors, que ce soit pour prolonger la durée de vie de la machine, améliorer son fonctionnement ou pour utiliser l'absence de vibrations comme un argument supplémentaire de vente. Bien que de nombreux responsables soient persuadés de cette nécessité, le processus « équilibrage » n'est que rarement intégré harmonieusement dans le déroulement de la fabrication. Très souvent, sauf pour la fabrication en grande série, la procédure d'équilibrage est considérée comme coûteuse bien qu'inévitable ; elle est mise en œuvre sans préparation précise, ce qui entraîne des frais inconsidérés.

Le poids croissant de l'aspect mesure permet alors de simplifier de nouveau la mécanique des machines à équilibrer, qui reprennent la structure épurée des premières années, excepté certaines machines spécifiques (**figure. 1.14**). Toutes les tâches critiques comme la sensibilité, la sélection de fréquence, la séparation des plans, les indications de correction, etc., sont effectuées aujourd'hui par les dispositifs de mesure [10].

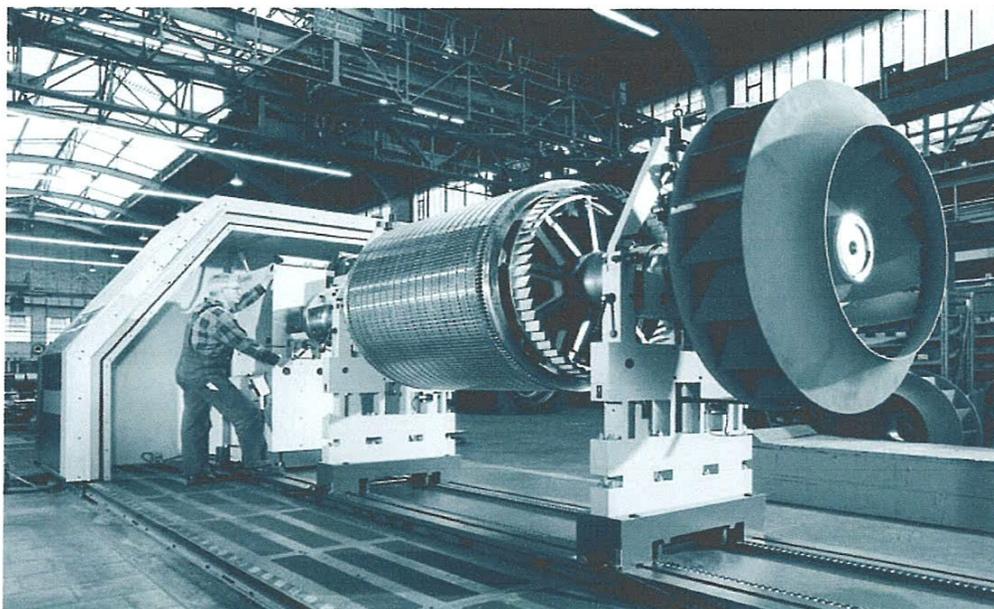


Fig. 1.14. Machine à équilibrer moderne pour une utilisation universelle, avec entraînement par arbre de transmission à cardan et protection contre les projectiles éventuels, conformément à la norme ISO 7475 [11].

1.9.1. Rotor rigide et balourd

Selon la définition DIN-ISO, il y a présence de balourds dans un système en rotation quand, à la suite de forces centrifuges non compensées, des forces oscillantes ou des mouvements d'oscillation sont transmis aux paliers.

Une masse u en rotation à l'extrémité d'un rayon \vec{r} avec une fréquence angulaire Ω engendre une force centrifuge \vec{F} . Le produit $u\vec{r}$ caractérise la force centrifuge en direction et en norme, et il est nommé en technique d'équilibrage balourd \vec{U} d'unité [g.mm]. On peut également écrire :

$$\vec{U} = u\vec{r} \quad (1.7)$$

\vec{U} : Balourd, vecteur, unité SI kgm, unité souvent utilisée gmm.

u : Masse du balourd, scalaire, unité SI kg, unité souvent utilisée g.

\vec{r} : Rayon, distance entre le centre de gravité de la masse du balourd et l'axe de rotation de l'arbre (figure 1.15), vecteur, unité SI m, unité souvent utilisée mm.

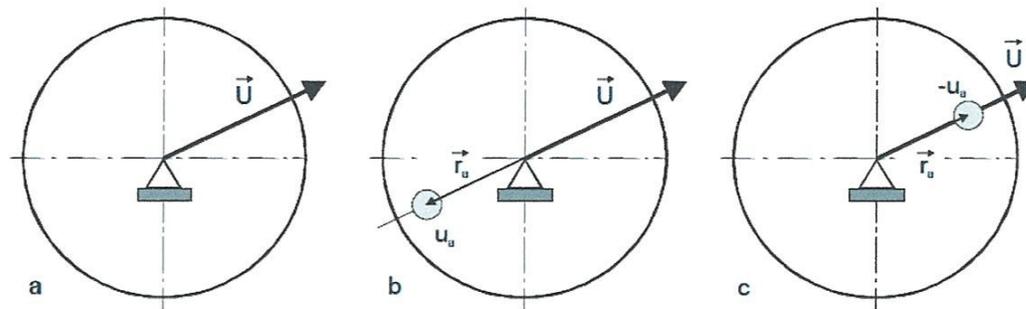


Fig1.15 : Correction d'un balourd. a Balourd \vec{U} , b Ajout de matériau sur le côté opposé – masse de correction positive, c Enlèvement de matériau du même côté masse de correction négative

1.9.2. Correction

La correction de balourd est une procédure permettant de rectifier la répartition des masses du rotor. La correction s'effectue la plupart du temps en ajoutant ou en enlevant de la matière, de telle manière que la somme des forces centrifuges; et donc la somme des balourds, soit égale à zéro. Pour un plan de correction

1.9.3. Plan de correction

On entend par là un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre du rotor dans lequel une correction de balourd est effectuée. La position des plans de correction peut (pour un rotor rigide) être choisie librement, mais les spécificités du rotor concerné doivent être prises en compte.

1.9.4. Balourd d'un rotor

Pour un rotor rigide de dimension axiale plus importante, ex. un rotor *cylindrique*, des paramètres n'existant pas pour un rotor en forme de disque interviennent, car des balourds peuvent survenir partout le long du rotor. Nous allons nous appuyer sur les résultats que nous avons obtenus pour un rotor en forme de disque (**figure. 1.16**).

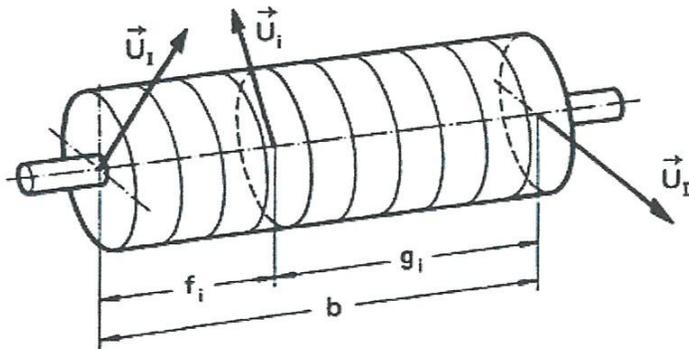


Fig. 1.16: Les balourds \vec{U}_i du rotor cylindrique découpé en rotors en forme de disque sont transférés dans les plans d'extrémité. Les balourds complémentaires dans ces plans de correction I et II sont U_I et U_{II}

On se représente le rotor *cylindrique* découpé en de nombreuses tranches fines, toutes montées perpendiculairement à l'axe. Pour chaque tranche, on peut déterminer un balourd, qui représente le déséquilibre de cette tranche. Le déséquilibre du rotor *cylindrique* est donc donné par de nombreux balourds individuels dans différents plans radiaux.

1.9.5. Balourd statique

Si l'on ajoute à un rotor parfaitement équilibré un balourd individuel dans *le* plan radial dans lequel se trouve son centre de gravité, on parle d'un balourd statique U_s (figure 1.17).

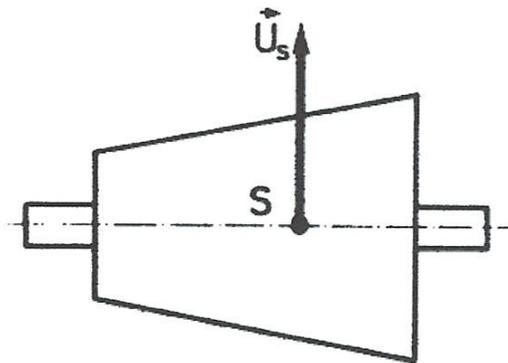


Fig. 1.17: Balourd statique provoqué par un balourd agissant au centre de gravité S . U_s

1.9.6. Moment de balourd

Si, sur un rotor parfaitement équilibré, on ajoute deux balourds de même valeur de manière à ce qu'ils soient disposés face à face dans deux plans radiaux différents (couple de balourds), on parle alors d'un moment de balourd. Si les deux plans sont éloignés de la distance l et si la valeur des deux balourds est respectivement de $\vec{U} = ur\vec{r}$ (**figure 1.18**), alors le moment de balourd est:

$$\vec{U}_m = \vec{l} \cdot \vec{U} \quad (1.8)$$

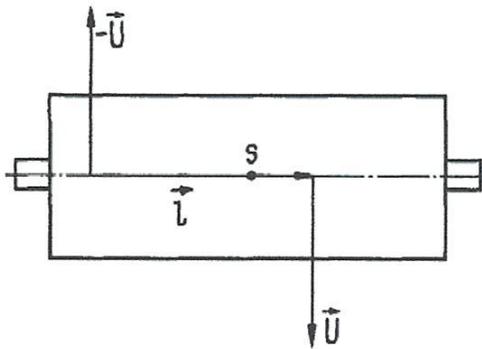


Fig. 1.18: Un moment de balourd est provoqué par un couple de balourds (deux balourds opposés de même valeur \vec{U} et $-\vec{U}$) avec un espacement l entre les plans

1.9.7. Balourd dynamique

Le déséquilibre total d'un rotor est constitué d'une combinaison des deux types de balourds, c.-à-d. une superposition d'un balourd statique avec un moment de balourd (en général avec différentes positions angulaires).

Le balourd dynamique d'un rotor est décrit :

- En général en donnant les vecteurs balourds complémentaires dans deux plans quelconques.
- Parfois en donnant le balourd statique et le moment de balourd.

1.9.8. Machines à équilibrer

Toute opération d'équilibrage doit être exécutée à l'aide d'une machine à équilibrer appropriée. La plupart des machines à équilibrer pouvant accepter des rotors dans une large plage de masses et de dimensions, il est parfois envisageable d'utiliser différents modèles et différentes tailles de machines pour une même application.

Des grandes orientations doivent toutefois être prises en considération : lorsque les opérations d'équilibrage sont difficiles en raison du degré de qualité exigé, la correction (RRB) ou la complexité du processus, il est préférable :

- de charger la machine à équilibrer dans la moitié haute de sa fourchette de capacité (de 50 % à 70 %) ;
- de choisir une vitesse d'équilibrage (même pour des rotors rigides) se situant plutôt à la limite supérieure de la plage autorisée.

Il n'est pas facile d'analyser les offres commerciales concernant les machines à équilibrer et la documentation technique associée. La norme ISO 2953 donne quelques indications pratiques, qui servent de base aux paragraphes qui suivent. Pour améliorer la lisibilité des propositions, il y a n machines à équilibrer : horizontales et verticales, les balances d'équilibrage et les machines haute vitesse.

1.9.9. Procédure

La procédure d'équilibrage consiste à :

1. placer le rotor sur l'équilibreuse.
2. afficher les données (type de rotor et dimensions).
3. effectuer le lancer initial.
4. Lire les balourds installés ramenés dans les plans de correction (calculés automatiquement par l'instrumentation).
5. pratiquer, le cas échéant, les retournements angulaires dans le cas d'une pièce sur mandrin.
6. calculer les balourds correcteurs.
7. installer les balourds correcteurs.
8. effectuer un lancer de vérification.

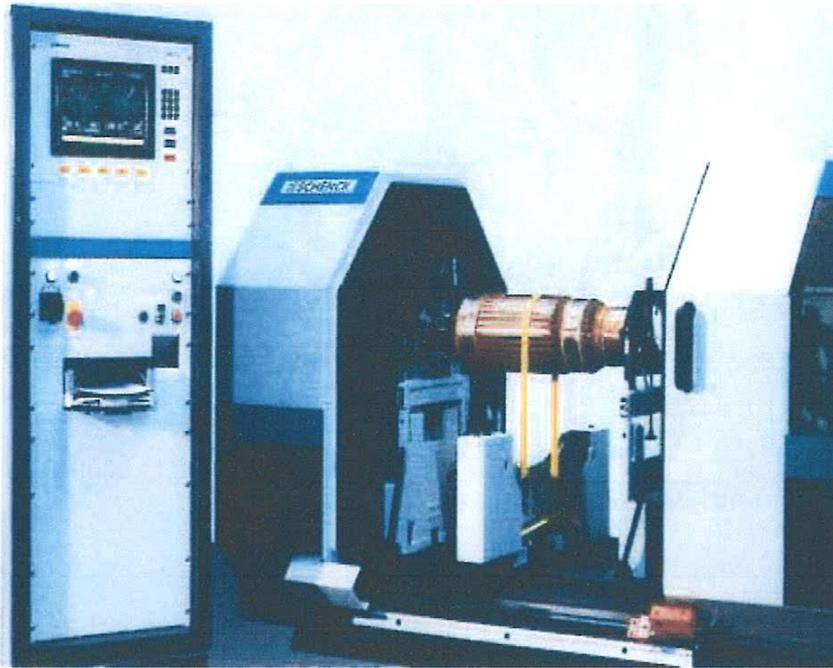


Fig. 1.19: Équilibrage de rotor de moteur électrique entraîné par courroie

Chapitre 2

Étude expérimentale de l'équilibrage d'un ventilateur de dépoussiérage cuisson (Complexe sidérurgique EL HADJAR)

Chapitre 2

Étude expérimentale de l'équilibrage d'un ventilateur de dépoussiérage cuisson (Complexe sidérurgique EL HADJAR)

2.1. Introduction

L'entreprise nationale de sidérurgie (ENS) a été créée par la Société Bônoise de Sidérurgie (SBS) en 1959 suite à la mise en application du plan de Constantine. Créée le 4 septembre 1964, la SNS a été chargée de construire un complexe sidérurgique à EL Hadjar, en exécution d'une politique définie et exprimée par le gouvernement. Les minerais seront acheminés par les chemins de fer depuis les mines du l'OUENZA, à 150 Km, de la coke également sera acheminée depuis le port de Annaba. Issue de la restructuration de la société nationale de sidérurgie SNS, l'entreprise (SNS) par abréviation SIDER à été créée par décret (n°83-628) du 05 novembre 1983. Notre étude consiste à éclairer la technique de surveillance des machines tournantes par l'analyse vibratoire et l'équilibrage des rotors.

2.2. Caractéristiques de ventilateur

Notre travail est réalisé sur un ventilateur de dépoussiérage cuisson (**figure2.1**) (Constructeur HOWDEN) du complexe El Hadjar qui possède les caractéristiques suivantes (Tableau 1):

Tableau 1: Caractéristiques du Ventilateur de dépoussiérage cuisson

Nomenclature	(05 AGII VENT.P N°2)
Débit d'aspiration (en duo)	700000 m3/h
Débit d'aspiration (en solo)	1035000 m3/h
Température à l'entrée des capots	150°C
Nombre des pales	13
Poids spécifique des fumées à l'entrée	0.733 kg/m3
Élévation de pression statique (duo)	1250 mm C.E
Diamètre nominal du rotor	3060 mm

Puissance absorbée à l'accouplement en duo	2696 kW
Puissance absorbée à l'accouplement en solo	3300 kW
Puissance nécessaire pour le moteur	3500 kW
PD2 de la turbine	35400 kgm ²
Poids du rotor	13400 kg
Charge manipulée lors du démontage du rotor, c'est à dire cônes d'aspiration compris	15000 kg
Poids total	58000 kg
Débit nécessaire pour le réfrigérant à l'huile	150 l/m maximum
Sens de rotation	Inverse de celui des aiguilles d'une montre en regardant à partir du bout de l'arbre libre
Suspensions	Type Rigide
Vitesse de rotation Moteur	991 [tr/min]
Vitesse de rotation Ventilateur	991 [tr/min]
Puissance du moteur	3600 kW (5500 V / 432 A).
Moteur accouplés	Constructeur (HELMKE France) de type DSKK 710-06-037.
Type d'accouplement	Constructeur <i>ARMBUSTER-MULLER-BRUSSELS</i> <ul style="list-style-type: none"> • Flexible à ressort (A grille élastique (CITRÔINE)) • Jeu axial 9.74 • Type H
Type de palier	Palier lisses: Constructeur (HOWDEN)
Type de roulement palier 1et 2	CA NU 248 EM/C3 + 6248 M/C3
Type de roulement palier 3 et 4	COA NU 248 EM/C3



Fig. 2.1: Ventilateur du dépoussiérage cuisson; Complexe sidérurgique El hadjar

2.3. Seuil de jugement d'alarme (Tableau2)

D'après les caractéristiques du ventilateur et les normes de l'analyse vibratoire sont :

- le ventilateur est une machine du troisième groupe.
- le seuil d'alarme est 11.2 mm/s pour la grandeur vitesse.

La fréquence de rotation est égale : $\frac{\text{vitesse de rotation}}{60} = \frac{991 \text{ t/m}}{60} = 16.51 \text{ HZ}$.

Tableau 2 : Normes vibratoire (Seuil d'alarme)

[mm/s eff]	Groupe I Petites machines	Groupe II Machines Moyennes	Groupe III Grosses machines	Groupe IV Turbo- machines
28	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible
18	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible
11	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible
7	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible	Inadmissible
4,5	Inadmissible	Encore admissible	Inadmissible	Inadmissible
2,8	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Inadmissible
1,8	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Inadmissible
1,1	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Bon
0,71	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Bon
0,46	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Bon
0,28	Inadmissible	Encore admissible	Admissible	Bon

2.4. Schémas cinématique du ventilateur

La figure 2.2 montre le schéma cinématique du ventilateur à équilibrée.

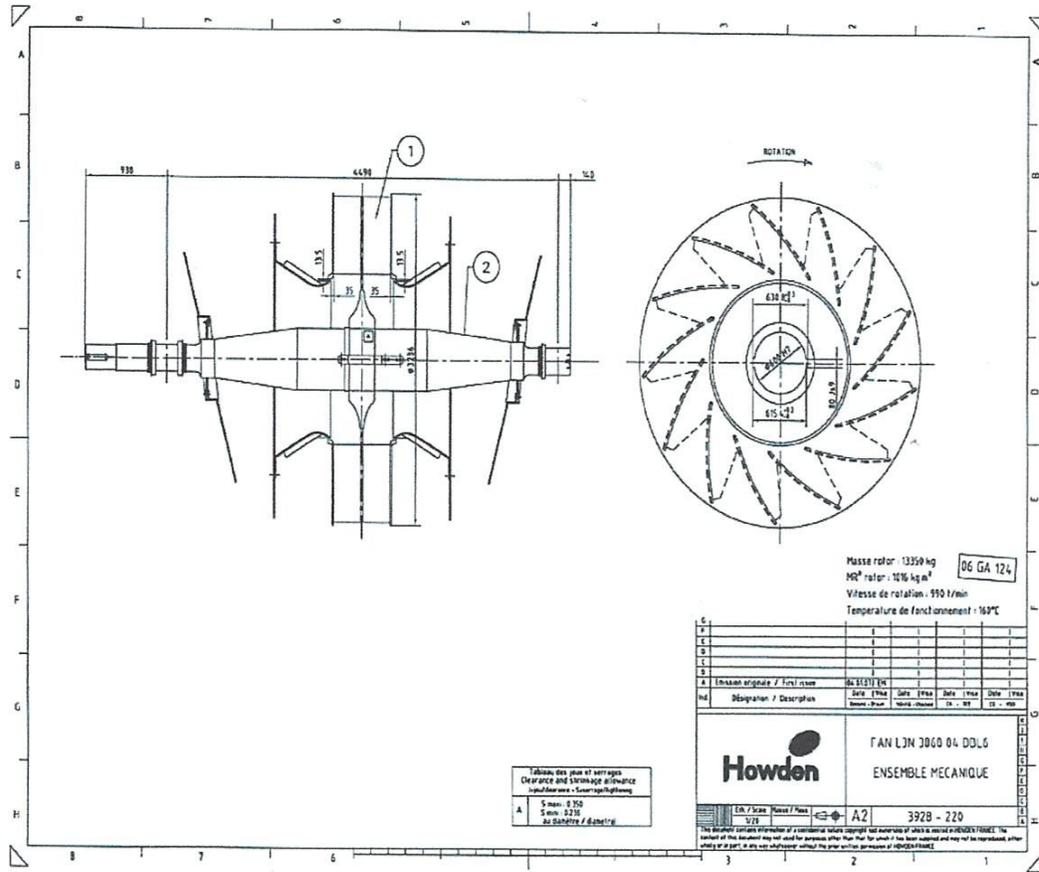


Fig.2.2: Schéma cinématique de ventilateur de dépolluissage cuisson

2.5. Historique de la machine

Tableau 3 : Historique ventilateur de dépolluissage cuisson du 01/08/2008 jusqu'à 25/01/2013

Date	interventions
01/08/2008 au 07/08/2008.	Changement turbine+paliers+ châssis des deux paliers
06/11/2008	Changement moteur
04/06/2009	Graissage du moteur électrique avant les mesures des vibrations
14/07/2009	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 6.972 mm/s. palier N°4 : 5.788 mm/s.

21/07/2009	Equilibrage du ventilateur date, palier N°3 : 3.601 mm/s. palier N°4 : 3.921 mm/s
03/08/2009	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 0.794 mm/s. palier N°4 : 1.59 mm/s.
11/07/2010	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 3.18 mm/s. palier N°4 : 2.25 mm/s.
27/08/2010	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 1.735 mm/s. palier N°4 : 1.352 mm/s.
22/09/2010	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 0.409 mm/s. palier N°4 : 1.032 mm/s.
12/11/2010	Changement turbine après un équilibrage sur le stand et équilibrage sur site.
27/11/2010	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 1.369 mm/s. palier N°4 : 1.705 mm/s.
03/12/2010	Equilibrage du ventilateur sur la machine à équilibrer, palier N°3 : 3.000 mm/s. palier N°4 : 4.000 mm/s.
28/12/2010	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 11.58 mm/s. palier N°4 : 8.235 mm/s.
29/12/2010	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 ; 1.75 mm/s.
03/01/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 2.79 mm/s.
06/01/2010	Changement turbine+coussinets des deux paliers .après un équilibrage sur le stand de la turbine: palier N°3 : 1.141 mm/s. palier N°4 : 0.108 mm/s.
: 09/02/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 1.506 mm/s. palier N°4 : 0.769 mm/s.
02/03/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 0.695 mm/s. palier N°4 : 0.479 mm/s.
10/03/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 1.354 mm/s. palier N°4 : 0.579 mm/s.
17/03/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 2.784 mm/s. palier N°4 : 0.909 mm/s.
2011	Arrêt annuel 2011.

08/04/2011	Changement la turbine et équilibrer à la machine à équilibrer.
16/04/2011	Démarrage du ventilateur, sans faire l'équilibrage sur site, palier 3 = 0.35 mm/s, palier 4 = 0.494 mm/s.
21/06/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 1.46 mm/s. palier N°4 : 1.134 mm/s
28/10/2011	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 0.387 mm/s. palier N°4 : 0.591 mm/s.
16/06/2012	Equilibrage du ventilateur, palier N°3 : 1.9 mm/s.
14/12/2011	**Travaux de soudure et C.S.T au niveau la turbine, augmentation de la vibration au de la de 20 mm/s, puis opération d'équilibrage du ventilateur, palier N°3 : 0.101 mm/s. palier N°4 : 0.583 mm/s.
25/01/2013	Démontage turbine et équilibrer à la machine à équilibrer

2.6. Rapport des mesures globales et des alarmes

2.6.1. Le niveau global

Tableau 4 : Les valeurs obtenues pour le niveau global

Date	Heure	Valeur	Vitesse de rotation
02/08/2012	11:34:02	2,716	991,00
10/07/2012	11:09:50	4,607	991,00
01/07/2012	09:51:50	5,353	991,00
20/06/2012	17:10:15	3,550	991,00
18/06/2012	13:30:59	10,536	991,00
17/06/2012	09:27:24	4,426	991,00
15/06/2012	20:17:56	12,246	991,00
07/06/2012	10:03:24	4,204	991,00
03/06/2012	09:58:52	2,572	991,00
21/05/2012	13:47:01	3,301	991,00

2.6.2. Le spectre des mesures globales et alarmes

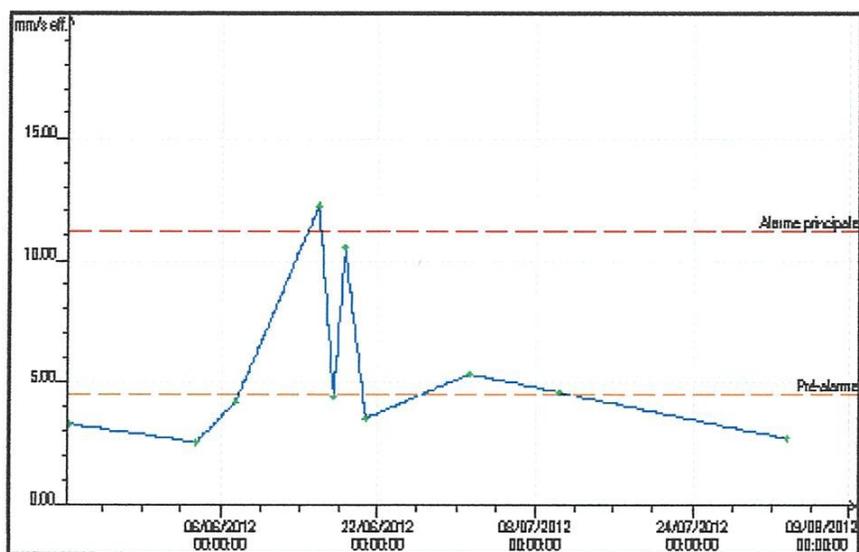


Fig.2. 3: Le spectre du 15/04/2013

2.6.3 Analyse

D'après les résultats illustrés dans le tableau 1.3 on remarque que les valeurs du niveau global du 21/05/2012 jusqu'au 07/06/2012 sont encore admissibles (aucune anomalie), mais la valeur du niveau global du 15/06/2012 est inadmissible (il y a une anomalie), Et d'après le spectre du 15/06/2012 il y a un pic important à la fréquence 16 Hz qui est la fréquence de rotation donc le défaut est un balourd.

2.6.4 Les spectres de chaque mesure en chaque mois

Dans les spectres ci-dessus on remarque que l'amplitude ne dépasse pas le seuil d'alarme qui est 11.2 mm/s pour la grandeur vitesse, donc il n'y a pas de défaut de balourd.

Mais le spectre de date 15/06/2012 illustre le balourd dans le premier pic qui correspond à la vitesse de rotation du ventilateur 16.52 Hz.

Enfin, après l'équilibrage du ventilateur les valeurs d'amplitudes reviennent à l'état normal admissible.

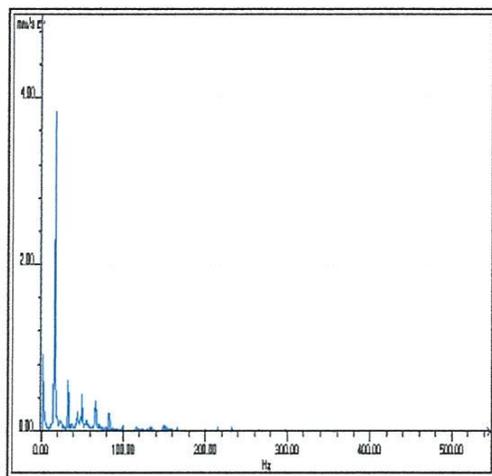


Fig.2.4: Le spectre du 21/05/2012

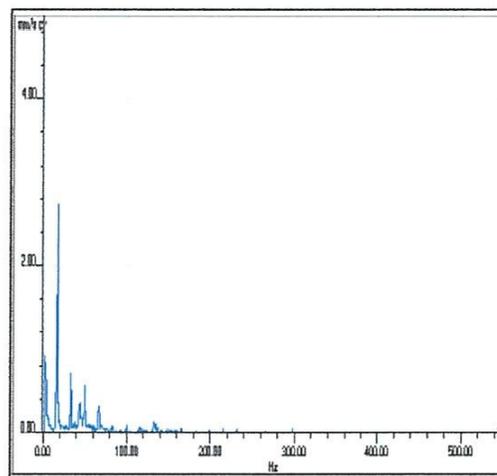


Fig.2. 5: Le spectre du 03/06/2012

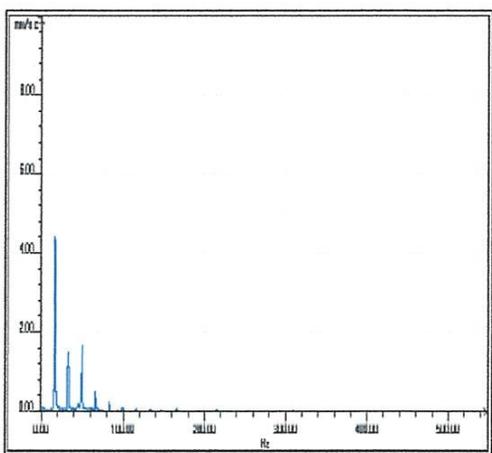


Fig. 2.6: Le spectre du 07/06/2012

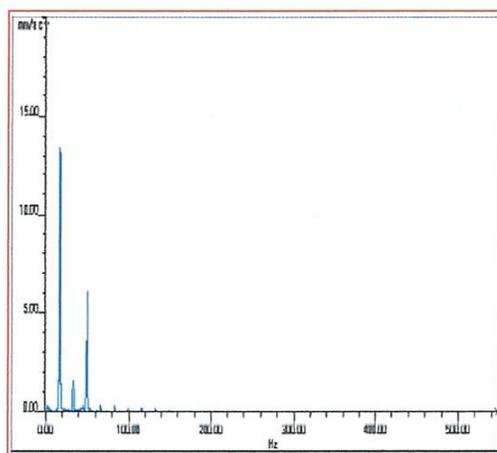


Fig. 2.7: Le spectre du 15/06/2012

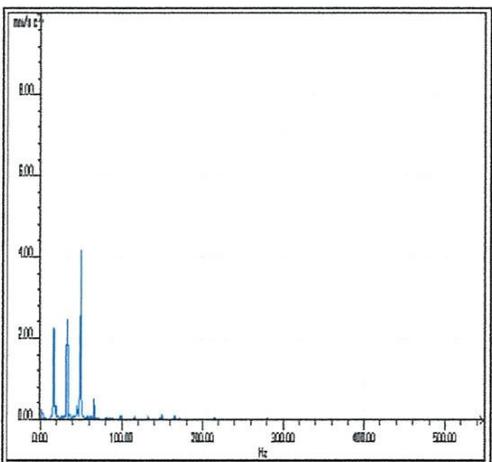


Fig.2.8.Le spectre du 17/06/2012

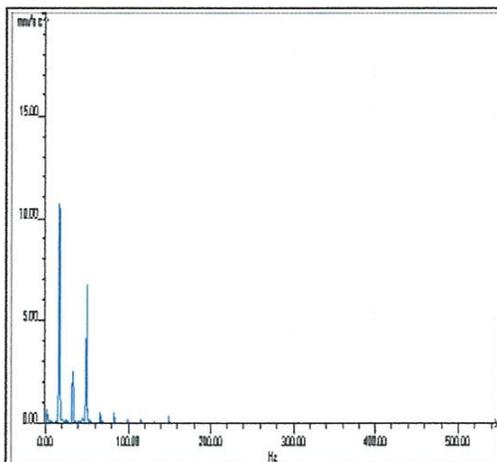


Fig.2.9.Le spectre du 18/06/2012

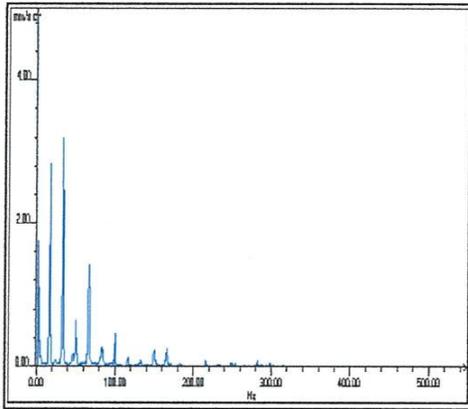


Fig.2.10.Le spectre du 20/06/2012

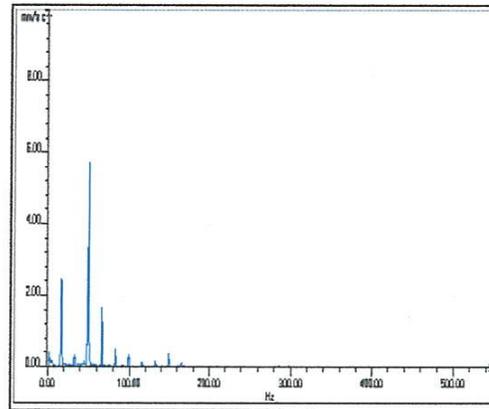


Fig.2.11.Le spectre du 01/07/2012

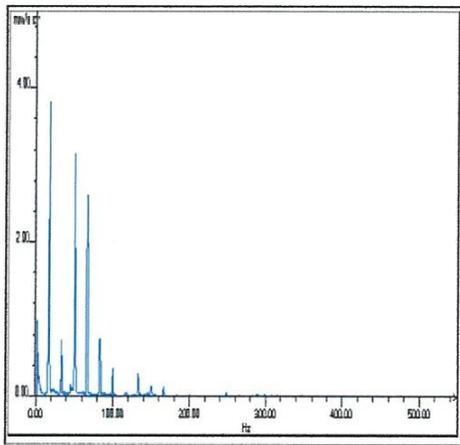


Fig.2.12.Le spectre du 10/07/2012

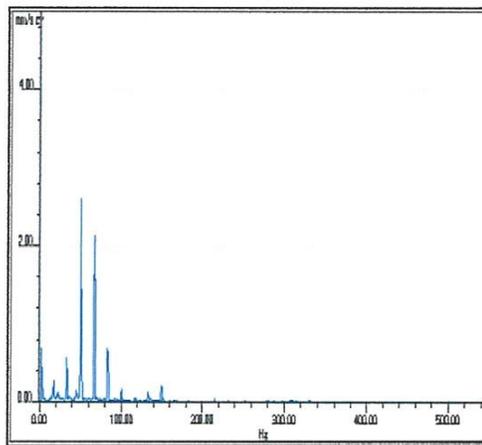


Fig.2.13.Le spectre du 02/08/2012

2.7. Opération d'équilibrage et rapport sur la machine à équilibrer HM60U

2.7.1. Opération d'équilibrage

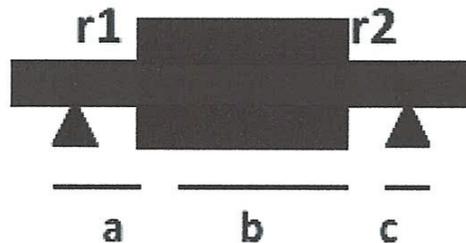


Fig. 2.14.Ventilateur principale N°2/AGII 15/05/2012 vitesse de rotation 992 tr/min
Balourd Dynamique (a=1650 ; b=687 ; c=1650 ; r1=1620 ; r2=1620)

Tolérance :

- plan de correction

Suivant ISO1940:

- Gauche 364 Kg.mm
- Droite 364 Kg.mm

Identique dans les plans :

- Réparation polaire

Identique dans les plans :

- Méthode Masse
- Matière Apport

Option :

- Arrêt de cycle Manuel

Réaction suite en/hors tolérance :

- En tolérance
- Vitesse de consigne 190 tr/min
- Vitesse d'équilibrage 177 tr/min

Entraînement :

- Normale

2.7.2. Le rapport des résultats de mesure et la réalisation de la correction

A la date 15 /05 /2012 à L'heure: 18h00 avec la vitesse de rotation : 992 tr/min on va commence l'équilibrage de ventilateur et on obtient les résultats suivant :

a) Lancer initial :

plan	Amplitude (Kg.mm)	Phase (degrés)
A	3910	91°
B	382	224°

b) Lancer de tarage plan A et plan B :

plan	Amplitude (Kg.mm)	Phase (degrés)
A	2420	271°
B	236	44°

c) Lancer de compensation :

plan	Amplitude (Kg.mm)	Phase (degrés)
A	49.9	135°
B	222	306°

Les tableaux présentent les résultats d'équilibrage de ventilateur et d'après les résultats on confirmé que La turbine est très bien équilibrée et le balourd résiduel est dans la tolérance.

2.8. Conclusion

D'après l'analyse vibratoire qui identifie le défaut on peut dire que cette méthode est très importante pour la détection des défauts de machines (balourd, désalignement,..), l'opération d'équilibrage devient nécessaire.

Chapitre 3

Étude expérimentale de l'équilibrage en un plan d'un rotor rigide

Chapitre 3

Étude expérimentale de l'équilibrage en un plan d'un rotor rigide

3.1. Introduction

La fiabilité des machines et des équipements est une condition préalable indispensable pour rester compétitif. Les erreurs ou bien les casses mettent en danger les process. Parmi les différents types de dysfonctionnements, plus de 50 % peuvent être directement ou indirectement causés par un problème d'équilibrage. Toutefois, grâce à une métrologie de précision, les problèmes peuvent être identifiés et les dégâts évités. En 1925, le premier appareil portable de mesure vibratoire fut développé par Schenck, l'initiateur des appareils d'équilibrage portables. De nos jours, nous atteignons de nouvelles dimensions avec le *Smart Balancer 2* en terme de confort d'utilisation, de rapidité et de précision.

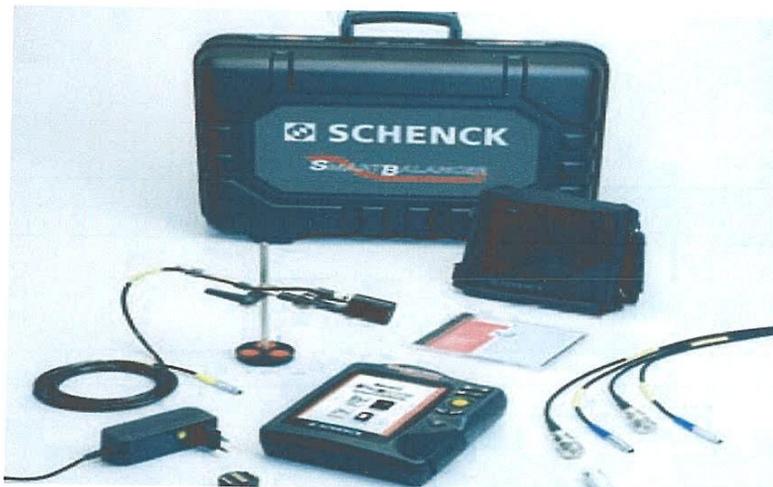


Fig.3.1. Schenck Smart Balancer

3.2. Analyseur équilibreur « Schenck Smart Balancer »

Avec le Smart Balancer 2, on dispose de toutes les fonctions sous la main. Grâce au joystick et à quelques touches de commande, même un utilisateur novice aura très facilement accès à toutes les fonctions de l'appareil. L'interface graphique intuitive est inspirée de celui d'un téléphone portable ou d'un système de navigation. Des pictogrammes, des icônes compréhensibles et une arborescence simple servent de guideront efficace. Un large écran et 4 diodes électroluminescentes de couleur donnent des indications claires et précises sur les mesures effectuées.

L'analyseur équilibreur Schenck Smart Balancer, est un appareil très efficace permettant plusieurs applications de façon pratique, simple et fiable à savoir :

1. l'équilibrage en un plan et en deux plans des rotors rigides;
2. Le mesure du niveau global des vibrations (déplacement, vitesse et accélération ;
3. La mesure du signal vibratoire (déplacement, vitesse et accélération) ;
4. l'analyse spectrale en déplacement, vitesse et accélération.

Le but de l'équilibrage est de ramener les efforts aux paliers et les déformations de l'arbre dans des valeurs acceptables. On réunit alors sous le terme équilibrage deux opérations partielles, La mesure du balourd et la correction de ce dernier.

3.3. Préparatifs pour l'équilibrage

Avant de démarrer la machine lors d'une opération d'équilibrage sur site, il faut s'assurer que tous les accessoires sont bien positionnés.

3.3.1. Installation

- Procéder déjà à un contrôle visuel pour s'assurer que la cause des vibrations ne peut pas être identifiée rapidement et éliminée. Par exemple : encrassement de la partie tournante, ou boulons desserrés au niveau du châssis. Si la machine n'est pas installée sur son châssis définitif lors de l'équilibrage, elle devra être fixée à un châssis (directement sur le cadre ou au travers de silentbloks).
- Définir les plans de mesure et de compensation. Installer les capteurs au niveau des paliers qui donnent le niveau vibratoire le plus élevé: Les plans de mesure se situent au centre des paliers à proximité des plans de correction (ex. Roue, Rotors). Les vibrations sont transmises dans la direction radiale au travers des bagues externes des roulements. Les capteurs sont placés en horizontal ou vertical.
- Mesurer la vitesse de vibration (à comparer avec DIN ISO 10816-3), si le niveau est élevé faire un spectre FFT. Si la vitesse de rotation est de 1500 tr/min par exemple et qu'on identifie dans le spectre une amplitude vibratoire élevée à 15 Hz (1^{ère} harmonique), on parle de vibration synchrone à la vitesse de rotation, qui est générée par un balourd.
- Mémoriser ces valeurs de mesure, pour pouvoir les comparer avec les valeurs obtenues après équilibrage.
- Mettre en place sur la partie tournante une marque réfléchissante pour le capteur de référence. La convention pour les angles est : la marque indique le 0°; l'angle indiqué pour l'apport de masse est à repérer dans le sens inverse au sens de rotation.
- Installer le capteur de référence à l'aide du pied magnétique suivant la fig.1.
- Raccordez les différents capteurs à l'appareil de mesure.

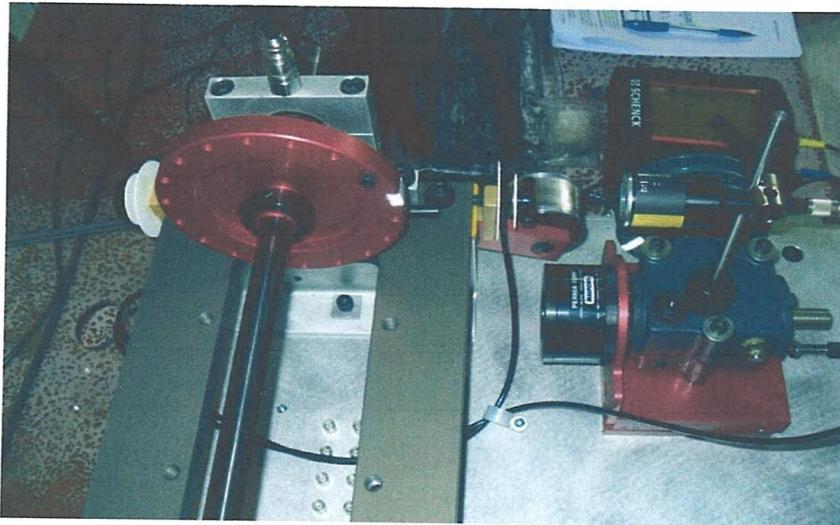


Fig.3.2. Dispositif expérimental

3.3.2. Réglages

Les paramètres qui peuvent être modifiés pendant l'opération d'équilibrage sont regroupés dans l'option : 'Option Outils'

- Mode de correction: correction libre / emplacements fixes / masses fixes / mètre ruban
- Masses d'équilibrage 'apport', c.-à-d, les masses sont soudées ou vissées sur le Rotor.
- Masses d'équilibrage 'enlèvement', par exemple fraisage ou perçage du rotor
- Fonction contrôle: Vitesse, Stabilité des vecteurs balourd, etc. activer / désactiver

3.3.3. Affichage

A chaque lancer apparaissent 2 écrans:

- L'écran des données indique les masses d'équilibrage et leur position sur le rotor. Il contient en plus les mesures et les masses d'équilibrage aux différentes courses. Si le réglage de base a été renseigné, il indique la classe d'équilibrage atteinte et les forces centrifuges appliquées au rotor.
- Dans l'écran "mesure" les valeurs (Amplitude & Phase) sont indiquées sous forme numérique et polaire. Dans les deux écrans, en haut à gauche est indiqué le lancer :
 0. Initial: mesure du balourd initial; si les valeurs de vibration sont en tolérance, le rotor est équilibré. Sinon il faut mettre en place une masse pour le lancer suivant.
 1. Lancer "tarage": L'influence de la masse apportée est quantifiée et permet le calcul de la masse de correction nécessaire.
 2. jusque ...n : Courses de correction pour réduire le balourd du rotor.

3.4. Equilibrage en un plan

On travaille sans réglages machine avec le réglage standard du MENU:

- Mode de correction: libre
- Masse d'équilibrage 'ajout'
- Fonction de contrôle active, sauf calcul des coefficients inactif.

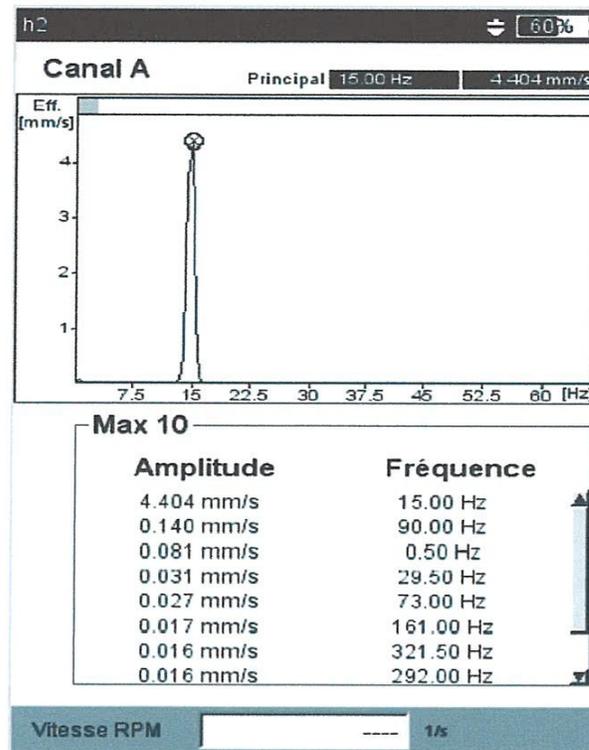


Fig.3.3.analyse et mesure globale

Dans la figure 3.3, nous avons vu que l'amplitude du premier pic qui correspond à la vitesse de rotation du rotor (15 Hz) est très grande (4.404 m/s) ce qui indique qu'il y a un défaut de balourd.

3.4.1. Activation du mode d'équilibrage

- Allumer le Smart balancer 2, et attendez que l'écran d'accueil apparaisse (20-30 secondes).
- Cliquer sur le symbole 'Equilibrage'.
- Ouvrir le registre '1 Plan'.
- Cliquer sur le graphique qui correspond au montage du rotor sur site.
- Contrôler et modifier éventuellement les tâches actuelles. (Touche 'F' ou à l'aide de MENU - Manager de tâches)

3.4.2. Mesure du balourd initial

- Démarrer la machine. Attendre que la vitesse d'équilibrage soit atteinte, ainsi que la stabilité en température.
- Appuyer sur le Joystick, pour lancer la mesure. Le Smart balancer 2 mémorise d'abord la vitesse de rotation. La diode verte clignote à chaque impulsion, si la vitesse est instable, un message s'affiche, vous devez l'acquiescer en appuyant sur le Joysticks. L'appareil mesure l'amplitude et la phase de la vibration synchrone à la vitesse de rotation. Si les mesures sont instables, un moyennée sur un nombre de mesures plus élevé est automatiquement réalisée. Une fois les mesures stables, appuyez sur le

Joystick pour arrêter la mesure; Pour répéter la mesure appuyer de nouveau sur le Joystick.

- Arrêter la machine.

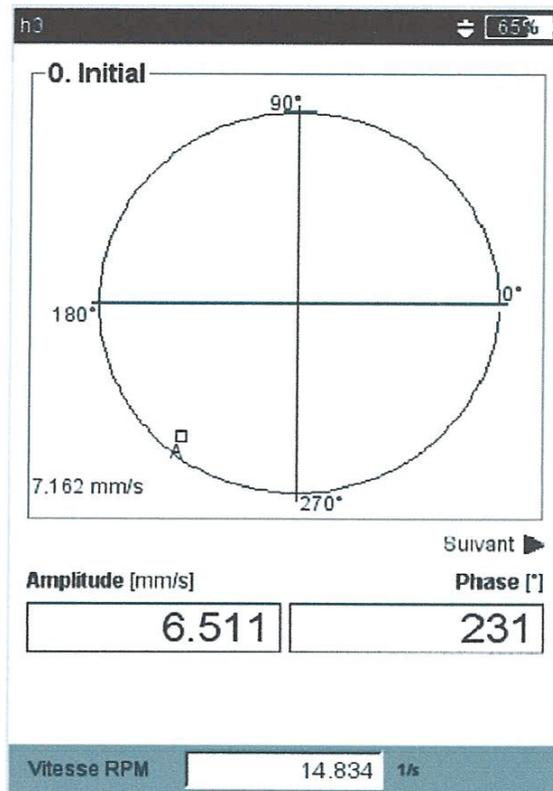


Fig.3.4. mesure initial amplitude et phase

Dans l'étape de mesure du balourd initial, la figure.3.4 présente l'amplitude (6.511mm/s) et la phase =231° du balourd initial. La vitesse de rotation réelle est de 890.04 tr/min qui correspond à une fréquence de 14.834 Hz.

3.4.3. Cycle d'essai (tarage)

- Déplacer le Joystick vers la droite, pour ouvrir l'écran des données du cycle "tarage".
- Indiquer la valeur de la masse d'essai et son emplacement angulaire.
- Cliquer sur le champ Masse- puis Angle sous le graphique du rotor. Le champ actif ressort en noir. Si aucun champ n'est actif, appuyez sur la touche F.
- Introduisez les valeurs à l'aide de l'éditeur numérique, et validez par MENU - 'OK'.
- Déplacer le Joystick vers la droite, jusqu'à l'apparition de l'écran suivant.
- Mettre la machine en route.
- Appuyer le Joystick.
- Une fois les mesures stables, appuyer sur le Joystick, pour mémoriser la mesure.
- Arrêter la machine.

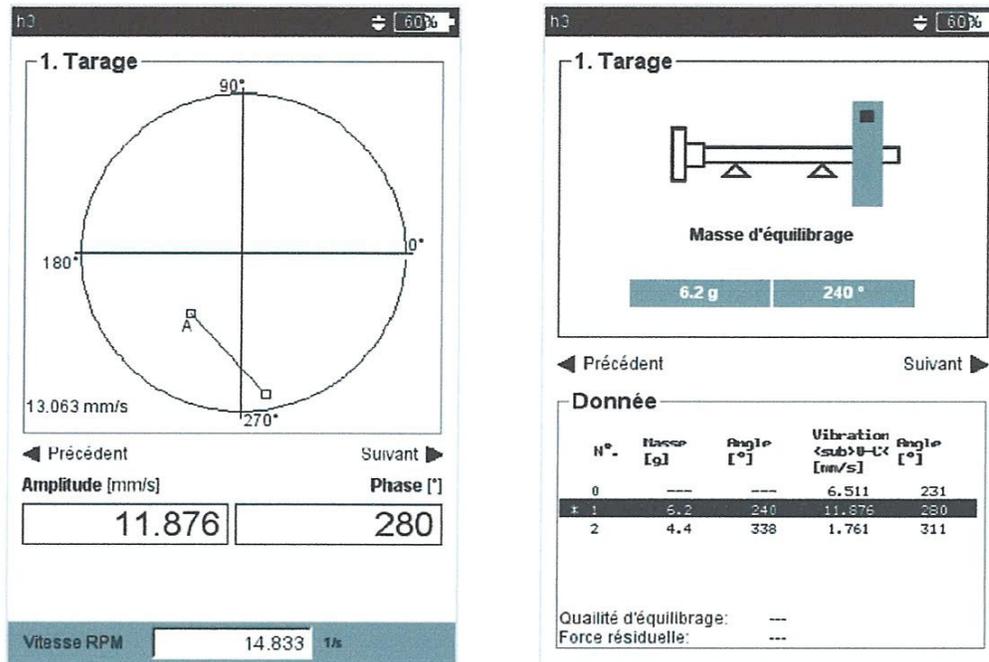


Fig.3.5.essai de tarage

Dans l'essai de tarage Indiquer la valeur de la masse d'essai 6.2g, et son emplacement angulaire 240°

3.4.4. Cycle de compensation

- Déplacer le Joystick vers la droite, pour quitter le cycle "tarage" et ouvrir l'écran du premier cycle de correction. Suivant l'évolution obtenue après mise en place de la masse "tarage", amélioration ou non, cette masse pourra être fixée définitivement sur le rotor ou enlevée. Il faut répondre en conséquence à la question qui apparaît à l'écran.
- Mettre en place les masses proposées aux emplacements préconisés.
- Déplacer le Joystick vers la droite, pour ouvrir l'écran mesure suivant.
- Mettre en route la machine.
- Appuyer sur le Joystick, pour démarrer la mesure.
- Une fois l'affichage stable, appuyée sur le Joystick, pour arrêter la mesure.
- Arrêter la machine

Lors du cycle de compensation le «Smart balancer 2» contrôle si le balourd a été réduit de façon significative. Si ce n'est pas le cas, le message : 'Aucune amélioration' n'apparaît. Un nouveau cycle avec une nouvelle masse est nécessaire.

Un nouveau cycle d'équilibrage peut être nécessaire, si les valeurs des vibrations ne se sont pas améliorées et si les masses de compensation proposées ne diminuent pas.

- Déplacer le Joystick vers la droite, et continuer avec le cycle de correction suivant. A chaque cycle on doit confirmer si la masse a bien été mise en place ou non.

L'équilibrage est terminé, quand le niveau vibratoire a atteint un seuil acceptable. Si on travaille avec le module 'Réglages machine', le critère de validation sera la valeur résiduelle calculée suivant la classe d'équilibrage. Un "Smiley symbole" apparaît, quand la tolérance est atteinte.

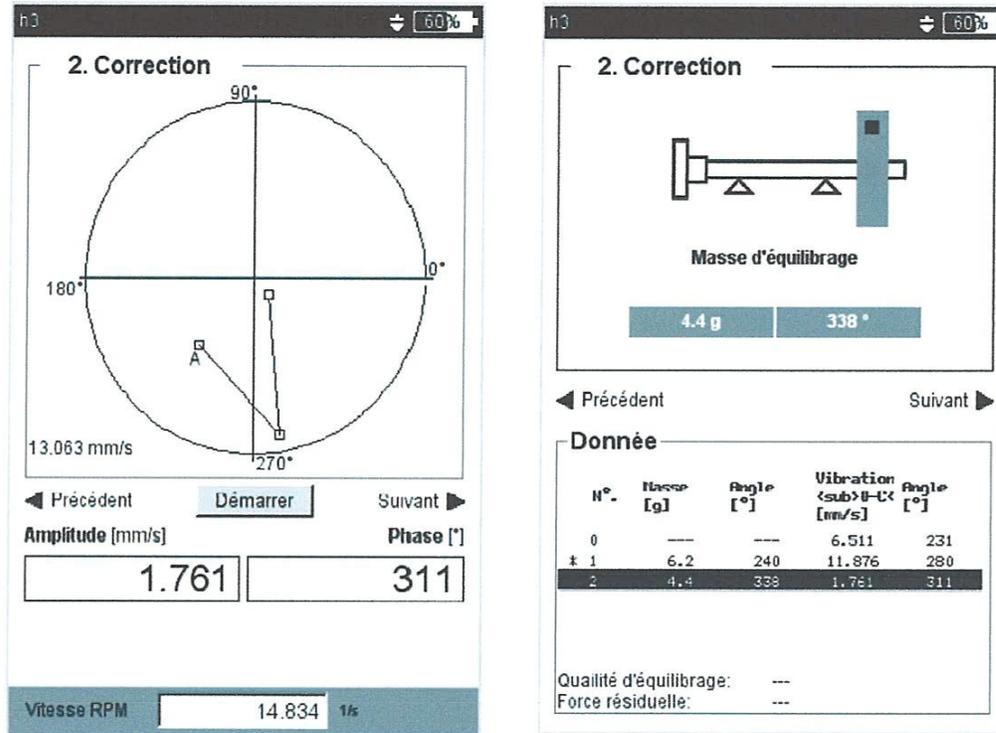


Fig.3.6.essai de correction

L'essai de correction veut dire de mettre en place la masse proposée 4.4g à l'emplacement proposé 338°.

3.4.5. Mémorisation des résultats

Tous les résultats peuvent être enregistrés de façon détaillée directement dans le Smart Balancer 2 : description de la machine, des points de mesures, indications de la date et de l'heure. Ces résultats peuvent être transférés sur un PC ou portable et être utilisés dans vos applications bureautiques. Une sortie vers une imprimante vous permet d'éditer des rapports directement sur site.

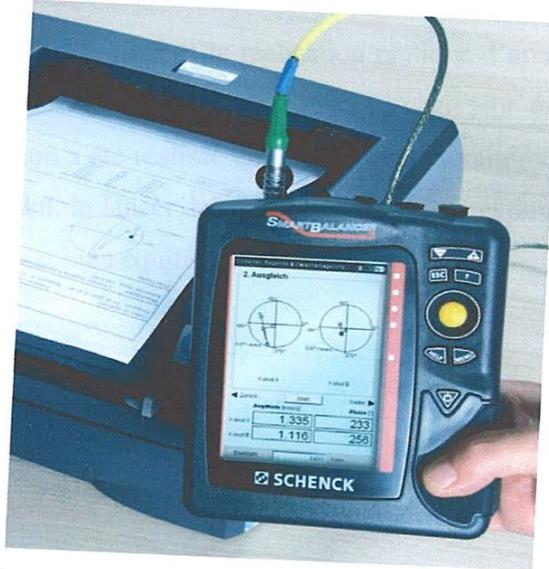


Fig.3.7.Sortie vers une imprimante, Classe d'équilibrage atteinte et Résultats mémorisés

3.5. Spectre FFT de vitesse après équilibrage

Afin d'établir les causes ou origines des vibrations, le Smart Balancer 2 dispose d'un analyseur de fréquence FFT double voies très performant. Une vibration complexe peut être décomposée et représentée à l'écran en harmoniques permettant ainsi l'affichage d'amplitudes de vibration selon un spectre de fréquence. Ce spectre nous révèle ainsi, après analyse, la ou les causes des vibrations mesurées.

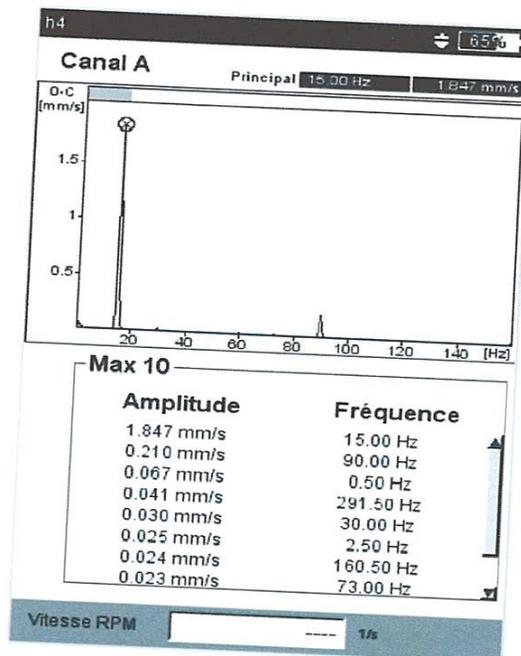


Fig.3.8. Spectre FFT de vitesse après équilibrage

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Ce travail avait pour objectif la réalisation pratique de l'opération d'équilibrage des rotors rigides en un et deux plans. Une étude expérimentale de l'équilibrage en deux plans d'un ventilateur de dépolluierage cuisson existant au Complexe Sidérurgique d'EL HADJAR a été faite avec succès sur une équilibreuse HM60U. Les résultats de l'opération d'équilibrage sont présentés et interprétés. En outre, un essai d'équilibrage en un plan d'un rotor rigide excentrique du simulateur de défauts de machines existant au niveau de notre Laboratoire de Maintenance Industrielle a été réalisé avec succès. L'appareil utilisé pour réaliser cette opération est l'analyseur équilibreur intelligent **Smart Balancer 2**, basé sur la méthode des coefficients d'influences. D'après les résultats obtenus, on peut conclure que les deux expériences sont efficaces dans la détection des défauts de balourds et leurs compensations.

Références Bibliographiques

- [1] Giancarlo G., *Dynamics of Rotating Systems*. Mechanical Engineering Series. Springer Science & Business Media, Inc, 2005. ✓
 - [2] Dr. Rajiv Tiwari., *A Brief History and State of the Art of Rotor Dynamics*. Department of Mechanical Engineering Indian Institute of Technology Guwahati 781039, 15-19 Dec 2008. ✓
 - [3] Maurice L. A., Jr., *Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting*. New York. Basel: Marcel Dekker, Inc, 2001.
 - [4] Lecheb S., *Etude du Comportement dynamique du Rotor Anti-couple d'un Hélicoptère*. Thèse de Magister, Université M'Hamed Bougara - Boumerdès, Boumerdès, Algérie, 23 Juin 2008. ✓
 - [5] Roland B., *Vibrations des Machines Tournantes et des Structures*. Technique et Documentation, 1980. ✓
 - [6] Rim S., *Comportement Dynamique et Stabilité des Rotors : Application aux Rotors Composites*. Thèse de Doctorat, l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France, 04 octobre 2007.
 - [7] Muszynska A., *Rotordynamics*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. ✓
 - [8] Sébastien R., *Modélisation du Comportement Dynamique Couple Rotor-Stator d'une Turbine en Situation Accidentelle*. Thèse de Doctorat, École Centrale de Nantes, Nantes, France, 17 décembre 2007.
 - [9] Jean-Marc P., *Équilibrage des Rotors Rigides et Flexibles*. Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Mécanique, Doc. BM 5 130, 10 juillet 1997. ✓
 - [10] Schneider H., *Technique d'équilibrage*. Springer, Inc, 2010.
 - [11] Lalanne M. et Ferraris G., *Dynamique des Rotors en Flexion*. Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Mécanique, Doc. B 5 110, 10 novembre 1996. ✓
 - [12] Jean-Marc P., *Équilibrage des Rotors Rigides et Flexibles*. Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Mécanique, Doc. BM 5 130, 10 juillet 1997. ✓
 - [13] Schneider H., *Technique d'équilibrage*. Springer, Inc, 2010. ✓
-