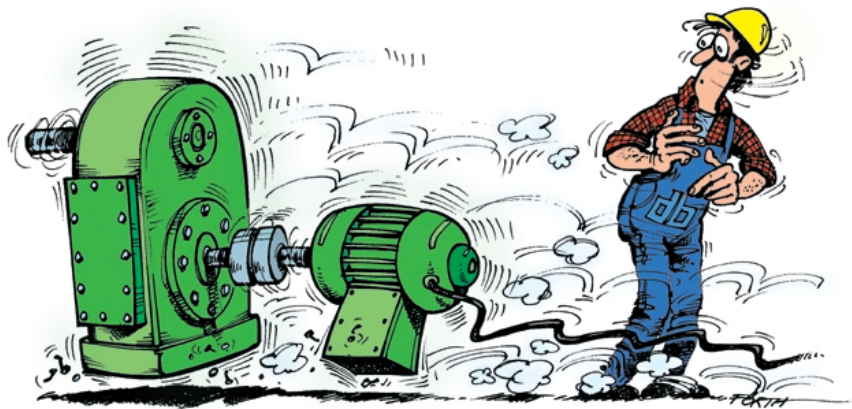


Comprendre la vibration de moteur par l'analyse FFT



Contents

	Page
1. Introduction	2
2. Spectre de vibration d'un ventilateur entraîné par courroie	4
3. Le suivi de tendance pour la maintenance conditionnelle	6
4. Stratégie de maintenance conditionnelle Niveau 1/Niveau 2	8
5. Niveaux vibratoire suivant ISO/DIS	10
6. Composants moteurs les plus vulnérables	12
7. Déséquilibre et désalignement	14
8. Défauts stationnaires, asymétrie du champs	16
9. Défaut tournant	18
10. Diagnostic pratique: défaut d'équilibrage	20
11. Diagnostic pratique: défaut d'alignement	22
12. Diagnostic pratique: excentricité statique	24
13. Diagnostic pratique: jeu dans la poulie	26
14. Paramètres d'évaluation de roulement	28
15. Normalisation de mesure d'onde de choc	30
16. Diagnostic de l'endommagement d'un roulement	32
17. Diagnostic pratique: dommage de bague interne	34

1. Introduction

Ces dernières années, la surveillance et le diagnostic vibratoire sont de plus en plus utilisés pour déterminer l'état de machines. Même les machines de taille moyennes et petites sont aujourd'hui incluses dans la stratégie de maintenance conditionnelle. Une des raisons de ceci est la baisse sensible du coût des équipements actuels de mesure des vibrations.

Par ailleurs, l'intérêt des électriciens pour l'analyse vibratoire a également connu un développement substantiel ces dernières années parce que les utilisateurs de machines tournantes souhaitent d'une part une signature d'analyse vibratoire de leurs machines et d'autre part un suivi périodique de leurs machines. Cette dernière a créé une nouvelle activité pour les sociétés de service en assurant la maintenance conditionnelle auprès des entreprises qui ne souhaitent pas la réaliser

eux mêmes. D'autre part le diagnostic vibratoire est un instrument fantastique pour la localisation des défauts et les causes de dommages des machines. Elle peut également être utilisée comme défense objective pour démontrer p.ex. l'utilisation abusive lors de dommages de machines pendant la durée de garantie.

EDITION Mars 1998
Nr. de Cde. VIB 9.619F

Le contenu a été publié à l'origine comme présentation par M. Luft, PRUFTECHNIK AG.
© Copyright 1998 PRUFTECHNIK AG. Tous droits réservés.

2. Spectre de vibration d'un ventilateur entraîné par courroie

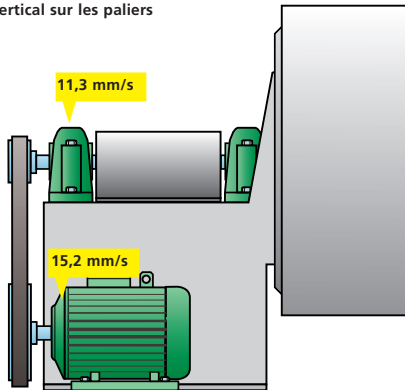
Examinons un exemple pratique simple pour illustrer les possibilités de l'analyse vibratoire : des mesures importantes furent mesurées sur un ventilateur a entraînement par courroie. Le niveau vibratoire était important côté poulie moteur et côté poulie du ventilateur, l'analyse spectrale montra clairement un balourd à la fréquence de rotation de l'arbre ventilateur soit 13,67 Hz. Après équilibrage de la poulie côté ventilateur, la vibration diminua à 2,3 mm/s côté ventilateur et 3,2 mm/s côté moteur.

Ceci est un cas typique pour la maintenance conditionnelle. Les instruments de niveau 1, peuvent très bien diagnostiquer l'apparition d'un défaut sur une machine (dans ce cas une vibration excessive), l'analyse vibratoire ensuite permet de connaître la ou les raisons de cette vibration excessive (dans ce cas un balourd à la fréquence de rotation de l'arbre ventilateur 13,67 Hz).

Spectre de vibration d'un ventilateur entraîné par courroie

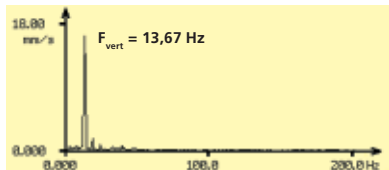
Ventilateur d'extraction (P = 37 kW)

1. Mesure globale de la sévérité des vibrations en vertical sur les paliers

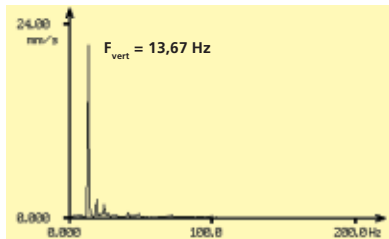


Moteur: 1475 tr/min = 24,58 Hz Ventilateur: 820 tr/min = 13,67 Hz

2. Spectre FFT sur les paliers



Mesure sur palier ventilateur coté poulie, en radial vertical

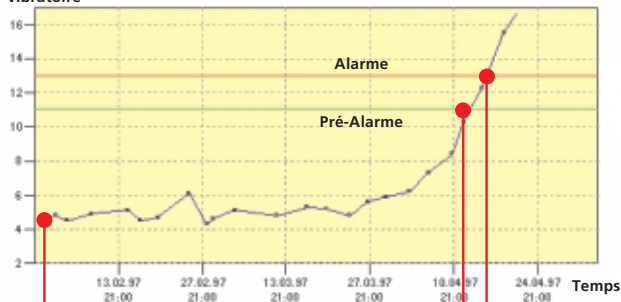


Mesure sur palier moteur coté poulie, en radial vertical

3. Le suivi de tendance pour la maintenance conditionnelle

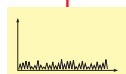
Une approche économique mais efficace de la maintenance conditionnelle peut être faite par le suivi de tendance. Les mesures de tendance sont faites et enregistrées à intervalles réguliers et elles sont comparées à des niveaux d'alerte et d'alarme. Lorsque les niveaux d'alerte et d'alarme sont dépassés, une intervention est planifiée ou au besoin, une analyse vibratoire plus approfondie est réalisée pour déterminer la cause du problème. Examinons ensemble les techniques de mesure et d'analyse de vibration particulières aux moteurs électriques.

Amplitude vibratoire

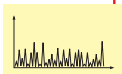


Mise en place

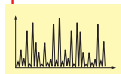
- Suivi des tendances ON-LINE et OFF-LINE, Niveau 1
- Mesure d'un spectre de référence (Etat de fonctionnement de la machine correct)
- Mesure automatique des spectres dès le dépassement d'alarme
- Analyse spectrale manuelle approfondie



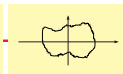
Spectre OFF-LINE



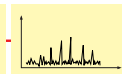
Spectre



Spectre



Analyse spectrale approfondie OFF-LINE



4. Stratégie de maintenance conditionnelle Niveau 1/Niveau 2

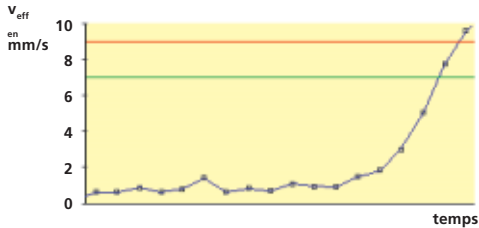
Pour réaliser une bonne maintenance conditionnelle, il faut mesurer à intervalles réguliers les niveaux globaux de vibration suivant certaines spécifications. L'augmentation du niveau vibratoire est un signe de détérioration de la machine. Ce type de mesure globale est considéré comme de niveau 1 comme indiqué ci-contre. Il permet la surveillance d'un parc machines élevé sans investissement important en matériel et en personnel.

Les mesures de niveau 1 ne sont pas toujours suffisantes pour une localisation des défauts. Dans ce cas l'analyse spectrale permet de déterminer les fréquences caractéristiques (niveau 2) et de diagnostiquer dans la plupart des cas l'origine des problèmes. Le diagnostic de niveau 2 nécessite une mesure avec un analyseur de vibration FFT et d'un personnel qualifié ayant une expérience dans l'interpré-

tation des spectres de vibration mais aussi une expérience des machines (mécanique, électriques, ..).

Niveau 1: Unités mesurées - Surveillance des tendances par rapports aux seuils

- Parc machines surveillé très importants
- Mesures rapides sur un temps très long (= MTBF)
- Personnel sans qualification particulière



Surveillance des machines

Sévérité de vibration

Etat des roulements

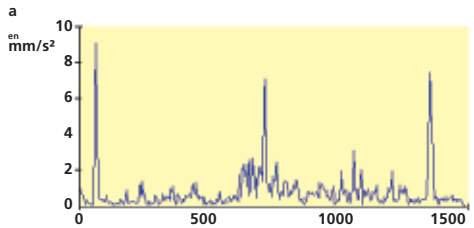
Condition de fonctionnement des roulements

Unités

- v_{eff} : Vitesse de vibration suivant ISO 2372/VDI 2056
- s_{max} : Déplacement suivant ISO 7919/VDI 2059
- a_{RMS} , a_{0-p} : Accélération
- dB_m , dB_c : Onde de chocs dégagées par les paliers à roulements
- T: Temperature
- n: Vitesse de rotation
- dB_{cav} : Cavitation

Niveau 2: Analyse des vibrations et diagnostics après dépassements des seuils

- Machines ciblées et mesures ponctuelles
- Mesures uniques et fonctions de la machine
- Intervention d'un spécialiste



Déceler les défauts mécaniques

Balourds, défauts d'alignement d'arbres, usures des engrenages, turbulences, défauts électriques, état des éléments de roulement

Signaux et outils utilisés

Spectres,
Enveloppe,
Signal temps,
Diagramme de Bode,
Cepstre,
Cinématique des machines...

5. Niveaux vibratoire suivant ISO/DIS

Actuellement, les standards internationaux sont en pleine mutation. La valeur effective (RMS) de vitesse de vibration entre 10Hz et 1000 Hz est néanmoins toujours utilisées et acceptée pour déterminer la condition de moteurs électriques. Le niveau vibratoire mesuré est comparé à des niveaux de sévérité fixes. La condition de la machine est divisée en quatre catégories: 'bon', 'satisfaisant', 'acceptable' et 'inacceptable'. Le diagramme ci-contre montre la norme actuellement valide ISO 2372 qui reprend 4 types de machines. Ce standard sera bientôt remplacée par la nouvelle norme ISO 10816², actuellement en phase d'approbation.

Pour les gros moteurs à paliers lisses (au-dessus de 1000kW), la simple mesure de vibration est insuffisante. La mesure réalisée sur le corps de machine est tellement amortie quelle ne représente plus l'état de balourd du rotor. Dans ce cas des mesures particulières sur les paliers sont prises par des capteurs spéciaux^{2,3}.

¹ISO 2372

Vibration mécanique de machines à vitesse de fonctionnement comprise entre 10 et 200 tr/sec. Base pour les standards d'évaluation 11/1974 avec amendement 07/1983.

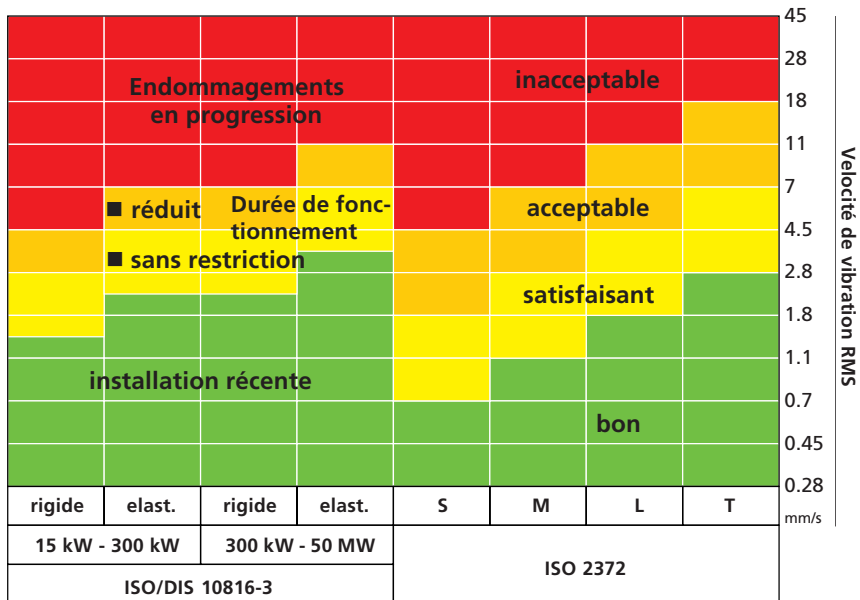
²DIN ISO 10816 -3

Evaluation de vibration mécanique de machines par mesure sur des parties non rotatives; Part 1: directions générales.

³ISO 3945

Vibrations mécaniques de grandes machines pour des vitesses de 10 à 200 tr/min. Mesures et évaluations de vibrations sur site 12/1985.

Niveau vibratoire suivant ISO/DIS

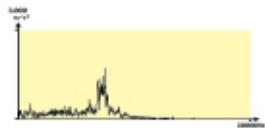


6. Composants moteur les plus vulnérables

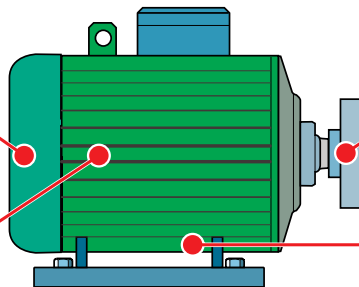
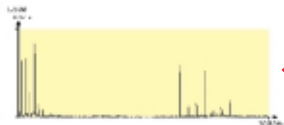
Cette illustration présente les composants de moteur qui sont vulnérables aux dommages. Certains types de dommages engendrent des spectres de vibration spécifiques que nous allons décrire en détail.

Composants moteurs les plus vulnérables

Défaut roulement



Défaut tournant (rotor)



Défaut d'accouplement



Défaut stationnaire (stator)



7. Balourd de moteur / Mauvais alignement des arbres

Une masse de rotor mal équilibrée s'appelle un balourd. Lorsqu'une masse mal équilibrée est mise en rotation, il en résulte une force centrifuge qui accentue la charge sur les roulements et une vibration du rotor à la fréquence exacte de rotation. Ceci est la caractéristique spécifique d'une machine mal équilibrée, on constate une pointe élevée en amplitude à la fréquence de rotation. La correction de ce problème se fait par un équilibrage sur site ou après démontage et entretien en atelier. La référence #3 indique un balourd résiduel acceptable pour un rotor rigide.

Le mauvais alignement d'arbre de machines accouplées directement se traduit par une vibration élevée à deux fois la fréquence de rotation, mais parfois à la fréquence de rotation. Si l'écart de concentricité domine, une mesure élevée de vibration sera constatée en direction radiale (perpendiculaire à l'arbre). Si par contre l'écart de parallélisme domine, une mesure élevée de vibration sera constatée dans la direction axiale de la machine. De nombreux fabricants et sociétés de service ont choisi un outil moderne d'alignement au laser tel que l'OPTALIGN® ou le ROTALIGN® pour corriger les écarts d'alignement. Les tolérances recommandées d'alignement sont reprises dans la note #4.

³ ISO 3945

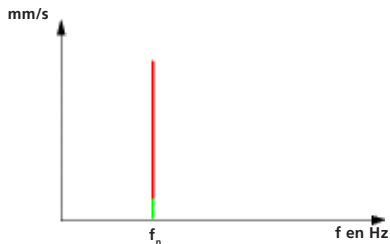
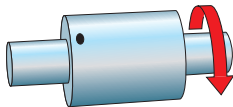
Vibration mécanique de grandes machines avec vitesse de rotation de 10 à 200 tr/sec. Mesures et évaluation des vibrations sur site 12/1985.

⁴OPTALIGN® PLUS

Mode d'emploi et manuel d'alignement.

PRUFTECHNIK AG, Ismaning, Allemagne 03/1997.

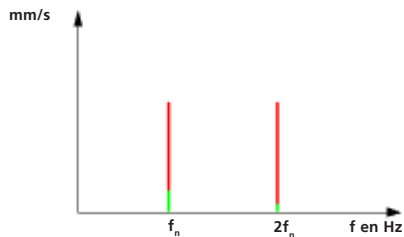
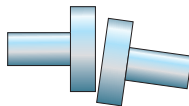
Balourd



Amplitude à $1 \times f_n$ trop élevée

- Fréquence de rotation $f_n = \text{tr/min} / 60$
- Standard d'évaluation : ISO 2372, ISO/DIS 10816-3

Alignement d'arbre



Deux (2x) la fréquence de rotation $2f_n$

- Radial: désalignement concentrique ($2f_n$)
- Axial: désalignement angulaire (f_n)

8. Défauts stationnaires, asymétrie du champs

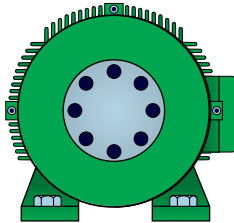
L'asymétrie du champs de moteurs électriques peut être causé par un défaut de l'armature du stator ou du rotor.

Les défauts les plus répandus sont:

- Excentricité statique, entrefer non constant sans défaut d'angle (concentrique uniquement)
- Déséquilibre de phase
- Défaut d'isolement
- Spires en court-circuit, point chaud

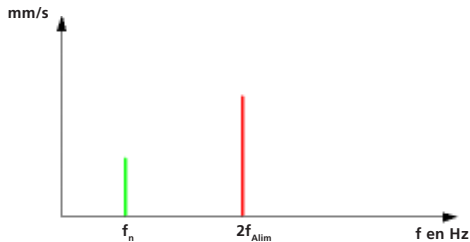
L'asymétrie du champs est mis en évidence par une amplitude à deux fois la fréquence d'alimentation, sans bandes latérales.

Défauts stationnaires, asymétrie du champ



Asymetrie du champs du stator

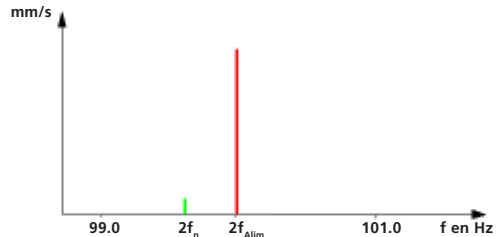
- Excentricité statique, l'entrefer est constant tout au long d'une génératrice, du à la déformation du support ou mauvais centrage des paliers
- Défaut d'isolement
- Déséquilibre de phase
- Spires en court circuit



Deux fois la fréquence d'alimentation est visible

Fréquence d'alimentation $f_{Alim} = 50$ ou 60 Hz

Exception: Variateur de fréquence d'alimentation



Pas de bandes latérales visible à $2f_{Alim}$

Machines bi-polaires:

Présence de la deuxième harmonique de la vitesse de f_n (vitesse de rotation)

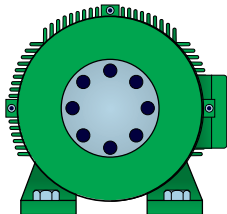
9. Défaut tournant

L'asymétrie du champs rotorique est causé par:

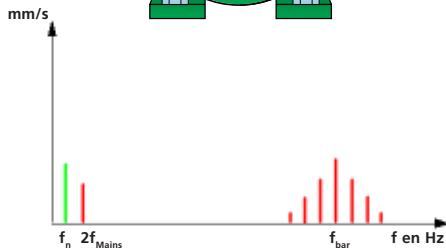
- Barres rotoriques cassées, fissurées, desserrées ou
- Tôles ou spires de rotor en court-circuit ou
- Défaut résistif sur les liaisons barres-anneaux
- Anneaux de court-circuit fissurés ou cassés

Ces défauts peuvent être détectés sur le spectre vibratoire par la mise en évidence de:

- Répartition asymétrique des bandes latérales espacées de deux fois la fréquence d'alimentation par rapport à la fréquence d'encoches
- Fréquence principale d'alimentation avec bandes latérales espacées de la fréquence de glissement.



- Barres rotoriques cassées ou fissurées
- Tôles de rotor en court circuit
- Défauts résistifs sur liaison Anneaux-Barres

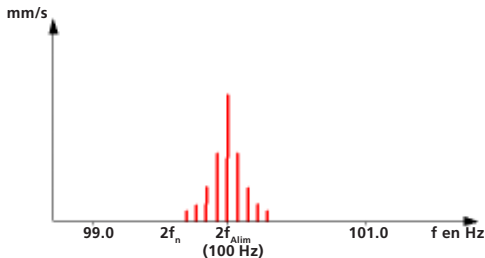


Fréquence d'encoches f_{bar} (ou de barres) visible avec bandes latérales à $2f_{\text{Alim}}$ d'intervalles

$$f_{\text{bar}} = f_n \times n_{\text{bar}}$$

f_n étant la vitesse de rotation et n_{bar} = le nombre de barres (ou encoches)

Fréquence d'alimentation: $f_{\text{Alim}} = 50$ ou 60 Hz



Bandes latérales visibles autour de $2f_{\text{Alim}}$ en intervalles f_{glis}
 Fréquence de glissement $f_{\text{glis}} = 2f_{\text{Alim}} / p - f_n$
 et p = nombre de pôles statiques

10. Diagnostic pratique: défaut d'équilibrage

Le spectre de vibration nous montre l'image type d'un balourd. La sévérité des vibrations mesurées sur plusieurs points de la machine comme indiqué ci contre indique la source d'excitation est proche de l'accouplement. Un simple équilibrage du disque de freinage réduira la sévérité de vibration à 3,5 mm/s sur le moteur et à 3,1 mm/s sur le réducteur.

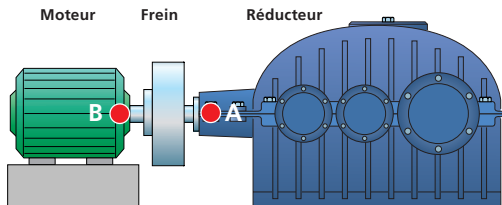
Réducteur de convoyeur à bande

P = 600 kW

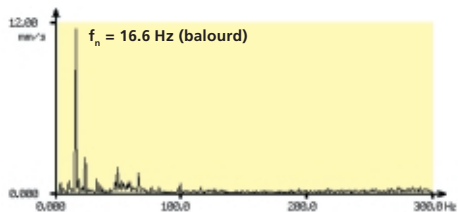
n = 996 tr/min ($f_n = 16,6$ Hz)

Sévérité des vibrations	Moteur	Réducteur
A, RH en mm/s	3,1	-
A, RV	7,8	9,2
A, AX	5,3	6,2
B, RH	4,4	-
B, RV	6,8	-

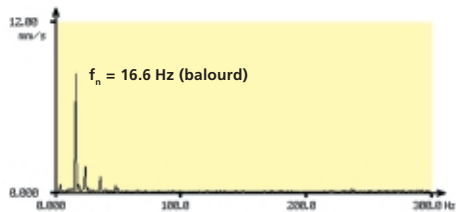
Cause: Balourd sur le frein



Réducteur, radial vertical, coté frein



Réducteur, axial, coté frein



11. Diagnostic pratique: défaut d'alignement

Le spectre de vibration montre nettement une amplitude à deux fois la fréquence de rotation, ce qui indique clairement un défaut d'alignement à l'accouplement. Après alignement des axes de rotation, le pic a disparu. La fréquence à une fois la fréquence de rotation est un balourd qu'il faudra encore corriger.

Diagnostic pratique: défaut d'alignement

Turbine hydraulique - générateur - réducteur

P = 55 kW

n = 1000 tr/min ($f_n = 16,67$ Hz)

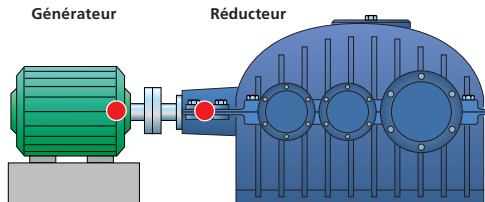
Sévérité de vibration

	Générateur	Réducteur
RH	9,5	1,5 mm/s
RV	4,1	-
AX	4,4	-

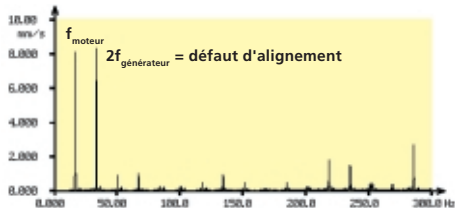
Alignement vertical

	Avant	Après
Ouverture ($\varnothing = 170$ mm)	0,42 mm	-0,02 mm
Concentricité	0,44 mm	0,05 mm

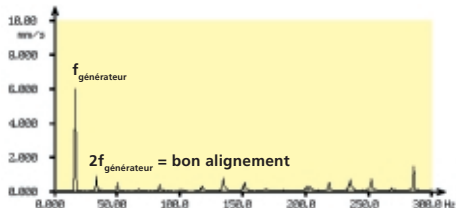
Cause: défaut d'alignement



Générateur, mesure palier, avant lignage



Après lignage



12. Diagnostic pratique: excentricité statique

La grande vibration du moteur a attiré l'attention, même lorsque celui ci fut désaccouplé. La pointe très élevée de vibration à 2x la fréquence d'alimentation montre un défaut stationnaire (stator). Après démontage, il apparaît que le stator est en rupture suite a un court-circuit local du bobinage. Le moteur a été remplacé.

Ventilateur d'extraction en sidérurgie

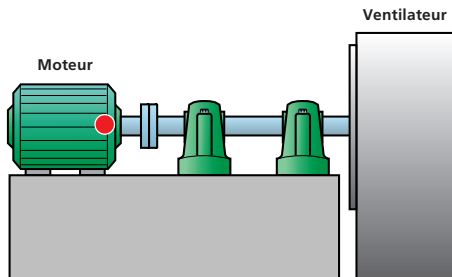
$P = 250 \text{ kW}$

$n = 2999 \text{ tr/min}$ ($f_n = 50 \text{ Hz}$)

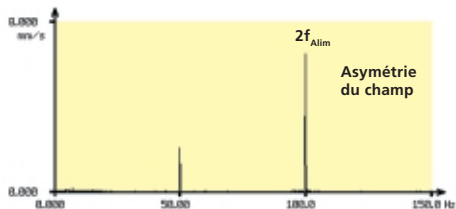
Sévérité de vibration:

Moteur, palier RH **4,8 mm/s**

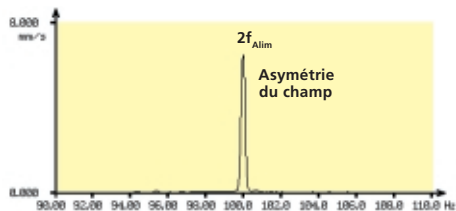
Cause: rupture du stator



Moteur, palier radial horizontal



Zoom autour de 100 Hz



13. Diagnostic pratique: jeu dans la poulie

Un moteur à développé de sévères vibrations et produisait des bruits inhabituels, de plus en plus prononcés jour après jour. A la différences des spectres que l'on a l'habitude de voir, la fréquence de rotation était difficilement visible. Les harmoniques étaient par contre très apparents. Ces symptômes restent inchangés lorsque la courroie est enlevée du moteur. Le problème a été résolu en refixant correctement la poulie desserrée sur l'arbre du moteur.

Diagnostic pratique: jeu dans la poulie

Ensemble moteur - soufflante

P = 200 kW

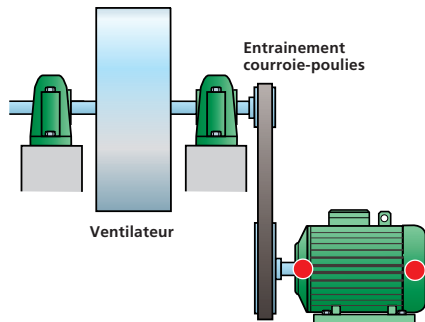
Moteur: 1486 tr/min = 24,77 Hz

Sévérité de vibration

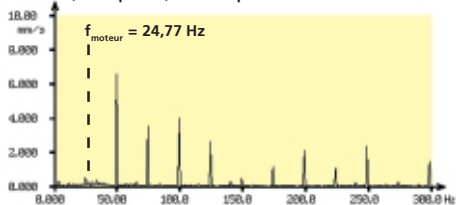
Moteur:

- coté poulie 6,9 mm/s
- coté opp. poulie 7,1 mm/s

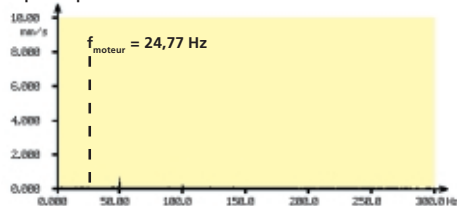
Cause: jeu excessif dans le montage de la poulie moteur



Moteur, coté poulie, avant réparation



Après réparation



14. Paramètres d'évaluation de roulement

Le début d'endommagement des roulements, ne peut être détecté par les méthodes traditionnelles de mesure de vibration basse fréquence. La raison de ceci s'explique par le fait que lorsqu'une bille ou un rouleau passe sur chemin de roulement endommagé il y a une onde de choc qui ne peut se mesurer que dans une échelle hautes fréquences. C'est pour cette raison que des méthodes de mesure hautes fréquences pour la mesure globale d'état de roulements furent utilisés. Il n'y a pas de standard international pour ce type de mesure, de ce fait une multitude de principes ont vu le jour.

La liste ci-contre montre les méthodes les plus connues. En Allemagne par exemple, la méthode d'onde de choc fut implantée il y a déjà 25 ans comme technique de mesure pour déterminer l'état de roulement. La différence

de cette méthode par rapport aux autres c'est quelle utilise deux paramètres pour l'évaluation: l'onde de choc Max pour déterminer la gravité de l'endommagement et la valeur Tapis pour indiquer l'onde de choc de base du roulement dépendant de la charge et de la lubrification.

Une caractéristique typique de tous les paramètres pour déterminer l'état de roulement est leur dépendance à la vitesse des éléments roulants. Il est de ce fait nécessaire de normaliser les mesures à cette vitesse ou de réaliser des mesures comparatives .

■ Ondes de choc

■ $K(t)$ méthode

■ Spike energy

■ Valeur BCU

■ Facteur Kurtosis

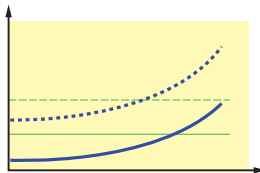
■ Facteur GSE

■ Facteur SEE

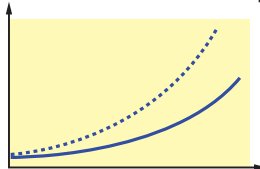
■ Facteur Crest accel.

Caractéristiques valeurs globales:
l'évaluation efficace demande toujours:

Valeur initiale? Tolérance?



Vitesse de croissance dans le temps?



15. Normalisation de la mesure d'onde de choc

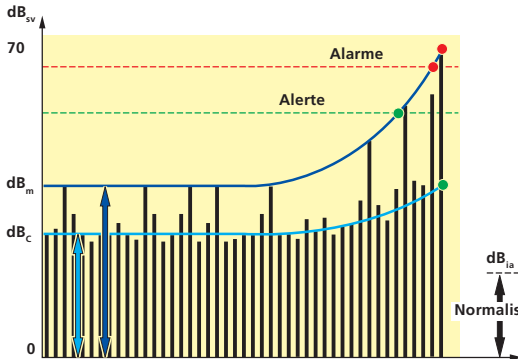
L'illustration ci-contre montre la procédure de normalisation des instruments de PRUFTECHNIK pour la mesure d'onde de choc afin de compenser l'influence de la vitesse des éléments roulants.

La valeur initiale dB_{ia} est déterminée en prenant une mesure comparative en bonne condition. Ceci sert de référence pour la mesure de la valeur Max dB_m et pour la valeur tapis dB_c. Cette procédure permet la mesure de différents roulements en utilisant la même échelle et de ce fait les tolérances ne doivent pas être déterminées individuellement pour chaque location de mesure.

Normalisation de la mesure d'onde de choc

Mesure non normalisée

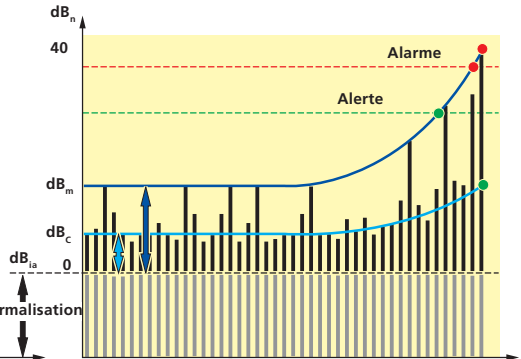
Valeur d'onde de choc max. dB_m et la valeur tapis dB_c comme niveau absolu en dB_{sv}



- Les niveaux (limites) sont mis individuellement pour chaque localisation

Mesure normalisée

Valeur d'onde de choc max. dB_m et la valeur tapis dB_c comme niveau relatif en dB_{sv} référencé à la valeur



- La valeur dB_{ia} comprend les facteurs d'influence de vitesse, amortissement de signal, charge sur rout
- Après avoir déterminé la valeur dB_{ia} , les mêmes niveaux (limites) sont utilisés pour chaque localisation

16. Diagnostic de l'endommagement d'un roulement

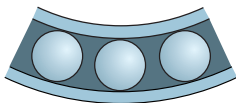
Tout comme le diagnostic vibratoire par mesure spectrale, un diagnostic avancé de roulement peut être réalisé par l'analyse du signal 'd'enveloppe'.

L'illustration ci contre explique la procédure d'analyse d'enveloppe qui commence par le filtrage des échelles de fréquence appropriées que contient le signal émit par le roulement pendant le fonctionnement. Ce signal est ensuite examiné au niveau des impulsions qui sont émises lorsque les éléments roulants du roulement passent sur un endroit endommagé. La démodulation est utilisée pour calculer la courbe qui 'enveloppe' le signal du roulement. Si l'intervalle en temps entre les pointes périodiques dans la courbe d'enveloppe atteint une fréquence critique caractéristique de dommage de roulement, le roulement peut être considéré comme étant endommagé.

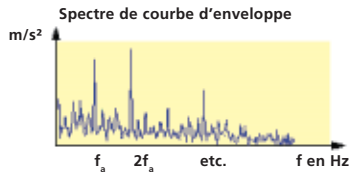
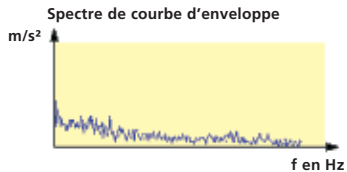
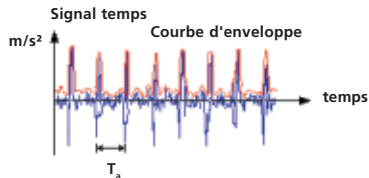
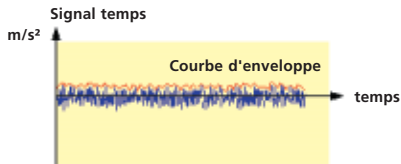
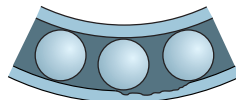
Cette procédure permet un diagnostic précis d'état de roulement, même lorsque des signaux perturbateurs d'engrenages couvrent le signal du roulement. La méthode demande certaines données sur le roulement : le diamètre moyen du roulement, le nombre et le diamètre des éléments roulants, l'angle de charge et la vitesse de rotation.

Diagnostic de l'endommagement d'un roulement

Sans dommages



Dommages



Fréquence de dommage $f_a = 1/T_a$

17. Diagnostic pratique: dommage de bague interne

Cet exemple montre un dommage avancé de la bague interne du roulement.

La grande évolution du niveau d'onde de choc et spécialement la valeur Max qui passe de 18 à 48 dBsv, signifie un sérieux dommage du roulement.

L'analyse du spectre d'enveloppe montre un défauts à la fréquence caractéristique de la bague interne. Ceci a été confirmé lors du remplacement, la surface endommagée sur la bague interne couvrait environ 15 x 15 mm.

Diagnostic pratique: dommage de bague interne

Ventilateur d'extraction sur une ligne de peinture

P = 110 kW

Moteur: 1307 tr/min = 21,78 Hz

Ventilateur: 908 tr/min = 35,75 Hz

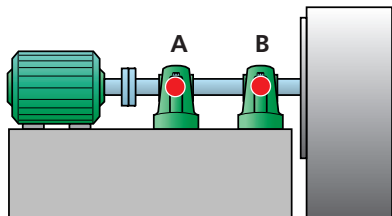
Roulement: 22218 à rouleaux

Ondes de chocs dB_m dB_c

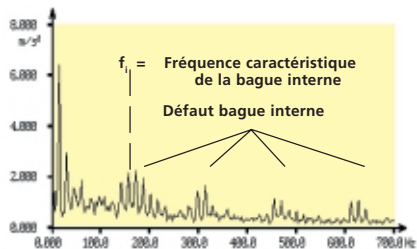
Palier roulement A 48 29 dB_{SV}

Palier roulement B 18 7 dB_{SV}

Cause: Défaut sur bague interne de roulement

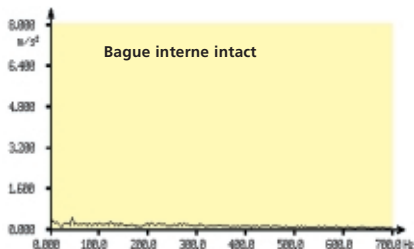


Mesure palier A



Courbe d'enveloppe

Mesure palier B



Courbe d'enveloppe



La technologie de maintenance efficace

PRUFTECHNIK S.A.R.L.
Parc d'Activités Lavoisier
Espace F. Linquette
F - 59494 Petite Forêt
Téléphone: 27 25 52 33
Télécopie: 27 25 55 69