

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOKHTAR- ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار - عنابة

Année : 2017

Faculté : Sciences de L'Ingéniorat

Département : Électromécanique

MÉMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de: MASTER

CONTRIBUTION A LA SERVEILLANCE DE L'ETAT DE SANTÉ DU TURBOCOMPRESSEUR (COX 03)

Domaine: Sciences et Technologie

Filière: Electromécanique

Spécialité: Maintenance des installations industrielle

Par : ROUAIBIA SOUFIANE

DEVANT LE JURY

Président :	Mr. OUADIM	M.C	U.B.M. Annaba
Directeur de mémoire :	Mr. KABOUCHE.A	M.C	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mr. TOLBA.S	M.C	U.B.M. Annaba
	Mme. ADBI.Z	M.A.A	U.B.M. Annaba

Remerciements

Le grand remerciement revient à Dieu qui nous a donné la force et le courage à réaliser et à terminer ce modeste mémoire.

Je tiens tout d'abord à remercier Mr Ouadi Mohamed maître de conférence à l'université de Annaba, pour son encadrement, sa disponibilité et pour m'avoir encouragé et conseillé durant toute la période du mémoire.

Je tiens à remercier vivement Mr Hadjadj Aoul Iyes professeur à l'université de Annaba pour toute l'aide qu'il m'a apportée en plus de sa disponibilité et son orientation.

Je remercie aussi tout le personnel des unités suivantes : COX, MRE, Laboratoire Central (EL HADJAR). Pour leurs aides et accueil durant toute la période du stage.

Je tiens à remercier tous les enseignants qui m'ont enseigné au département électromécanique.

Je remercie beaucoup mes parents pour toute l'éducation qu'ils m'ont inculquée et tous les membres de ma famille.

Enfin je remercie tous mes amis qui m'ont aidé même par leurs encouragements.

Dédicace

Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux Tout d'abord je tiens à remercier le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience pour arriver à ce stade afin de réaliser ce travail que je dédie :

A mes très chers parents : ma mère et mon père

A mes chers frères

A ma précieuse sœur

A toute la famille ROUAIBIA.

A tous mes amis.

Table des matières

Résumé	I
Liste des figures	II
Liste des tableaux	III
Introduction générale	01
Chapitre I : Description de la machine et étude de la Fiabilité	
I.1. Introduction	04
I.2. Définition et Classification des compresseurs	04
I.3. Définition et classification des Turbocompresseurs	04
I.4. Rôle de turbocompresseur	05
I.5. Schéma de l'installation	05
I.6. Description des équipements de l'installation	05
I.7. Description du turbocompresseur TC1-2	13
I.8. Analyse de la Sûreté de fonctionnement du Turbocompresseur	14
I.9. Etude de la fiabilité du turbocompresseur	16
I.10. Traitement et analyse des résultats par MATLAB	18
I.11. Interprétation	18
I.12. AMDEC	19
I.13. Interprétation	22
Conclusion	22
Chapitre II : palier lisse	
II.1. Introduction	23
II.2. Les paramètres du palier lisse	25
Conclusion	29
Chapitre III : Analyse Vibratoire	
III.1. Introduction	30
III.2. Définition d'une vibration	30
III.3. Types de vibrations	32
III.4. Caractéristiques d'une vibration	33
III.5. Nature d'une vibration	35
III.6. Les capteurs de vibration	36
III.7. Choix de l'emplacement de capteurs	37
III.8. Stratégies de surveillance vibratoire	38
Conclusion	39
Chapitre IV : Analyse des huiles	
IV.1. Introduction	40
IV.2. Rôles et fonctions des lubrifiants	40
IV.3. Types de lubrifiants	41
IV.4. Les principales caractéristiques des lubrifiants	42
IV.5. Additifs ou dopes	46
IV.6. Huile utilisée par l'unité	46

Conclusion	47
Chapitre V : Expérimentation	
V.1. Introduction	48
V.2. Comportement hydrodynamique du palier	48
V.3. Applications de l'analyse vibratoire	56
V.4. Analyse et traitement	58
V.5. Interprétation	59
V.6. Laboratoire d'analyse des huiles	60
V.7. Les relevés sur site	64
V.8. Etude de la liaison stochastique acidité d'huile – vibration	67
V.9. Analyse et commentaire	69
Conclusion	69
Conclusion générale	71
Recommandations	73
Bibliographie	74
Annexe	75

Résumé :

Ces dernières années, la surveillance et le diagnostic des machines tournantes sont devenus un outil efficace pour détecter de façon précoce les défauts et suivre leur évolution dans la durée afin de déterminer leur état de santé.

Les mesures des vibrations ont une importance toute particulière, puisqu'elles jouent un rôle capital dans les programmes de maintenance préventive.

Cependant, la surveillance vibratoire (courbes de tendance) ne peut pas fournir toutes les informations exigées pour la réussite d'un programme de maintenance préventive.

Par conséquent, un tel programme de maintenance complet doit inclure d'autres techniques de surveillance et de diagnostic ; tel que l'analyse des huiles.

Les chapitres suivants fournissent une description plus détaillée de ces techniques et comment ils devraient être employés en tant qu'élément de programme de maintenance efficace.

Abstract:

In recent years, monitoring and diagnosis of rotating machines have become an effective tool for early detection of defects and Monitor their evolution over time to determine their health status.

Vibration measurements are of particular importance as they play a key role in preventive maintenance programs.

However, vibration monitoring (trend lines) can not provide all the information required for the success of a preventive maintenance program.

Therefore, such a comprehensive maintenance program should include other monitoring and diagnostic techniques; Such as analyzes of oils.

The following chapters provide a more detailed description of these techniques and how they should be used as part of an effective maintenance program.

ملخص:

في السنوات الأخيرة , ورصد و تشخيص الآلات الدوارة أصبحت أداة فعالة للكشف المبكر عن العيوب اتبع تطورها مع مرور الزمن لتحديد حالتهم الصحية.

قياسات الاهتزازات ذات أهمية خاصة لأنها تلعب دورا هاما في برامج الصيانة الوقائية.

ومع ذلك, الاهتزاز (منحنيات الاتجاه) لا يمكن توفر جميع المعلومات المطلوبة لنجاح برنامج الصيانة الوقائية.

لذلك, يجب أن تتضمن مثل برنامج صيانة شامل تقنيات أخرى للمراقبة والتشخيص, مثل تحليل الزيوت.

تقدم الأقسام التالية وصفا أكثر تفصيلا لهذه التقنيات, وكيف ينبغي أن تستخدم كجزء من برنامج الصيانة الفعال.

Liste des figures

Figure I.01: Schéma de l'installation.....	05
Figure I.02 : Turbocompresseur SULSER.....	05
Figure I.03 : Moteur électrique Asynchrone à cage	06
Figure I.04 : Multiplicateur de vitesse	07
Figure I.05 : Filtre d'huile	11
Figure I.06 : Accouplement à denture interne	12
Figure I.07 : Accouplement à membrane	13
Figure I.08 : La Fonction Fiabilité R(t).....	18
Figure II.01 : Différents types de paliers	23
Figure II.02 : Éléments constitutifs d'un palier lisse	24
Figure II.03 : Palier de support du compresseur	24
Figure II.04 : Section droite d'un palier lisse	25
Figure II.05 : Phases de travail d'un palier lisse	26
Figure II.06 : Schéma d'une courbe de Stribeck montrant les différentes zones d'évolution du frottement en fonction du paramètre $\eta V/P$	28
Figure III.01: Pourcentage des différents paramètres mesurés à la maintenance Conditionnelle (unité COX3).....	30
Figure III.02 : Mouvement d'une masse suspendue à un ressort.....	31
Figure III.03 : Les paramètres caractéristiques des vibrations.....	31
Figure III.04 : Modes de vibrations.....	33
Figure III.05 : La représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale).....	34
Figure III.06 : Nature d'une vibration.....	35
Figure III.07 : Proximètre.....	36
Figure III.08 : Capteurs de vitesse (vélocimètres).....	36
Figure III.09 : Schéma de principe d'un accéléromètre.....	36
Figure III.10 : Fixation du capteur sur palier.....	37
Figure III.11 : Choix directionnel pour la prise de mesure.....	37
Figure III.12 : Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation.....	38
Figure IV.01 : Film lubrifiant entre deux surfaces.....	41
Figure IV.02 : Détermination de la viscosité.....	43
Figure IV.03 : Variation de la viscosité cinématique en fonction de la T°.....	44
Figure V.01 : Les caractéristiques géométriques d'un palier lisse.....	49

Figure V.02 : Section droite d'un palier lisse.....	50
Figure V.03 : Abaque « 01 ».....	54
Figure V.04 : Abaque « 02 ».....	54
Figure V.05 : VIBROTEST60.....	57
Figure V.06 : Courbe de tendance palier de la pompe à huile (H).....	58
Figure V.07 : Courbe de tendance palier de la pompe à huile (V).....	58
Figure V.08 : Spectres de vibration palier de la pompe à huile (H).....	59
Figure V.09 : Spectres de vibration palier de la pompe à huile (V).....	59
Figure V.10 : Dispositif Coulometer (mettler toled DL39) pour la détermination de la teneur en eau	61
Figure V.11 : Dispositif pour la détermination du point d'éclair Seta MultiFlash.....	62
Figure V.12 : Dispositif pour la détermination de l'indice d'acide	63
Figure V.13 : Viscosimètre digitale	63
Figure V.14 : Viscosimètre semis digitale	63
Figure V.15 : densimètre digitale.....	64
Figure V.16 : Simulation de la densité en fonction du temps par MATLAB.....	65
Figure V.17 : Simulation de l'acidité en fonction du temps par MATLAB.....	65
Figure V.18 : Simulation de la teneur en eau en fonction du temps par MATLAB.....	66
Figure V.19 : Simulation de la viscosité cinématique en fonction du temps par MTLAB....	67

Liste des tableaux

Tableau I.01	Caractéristiques techniques du Turbocompresseur.....	06
Tableau I.02	Caractéristiques techniques du Moteur électrique Asynchrone.....	07
Tableau I.03	Caractéristiques techniques multiplicateur de vitesse.....	07
Tableau I.04	Caractéristiques techniques du Réservoir d'huile.....	08
Tableau I.05	Caractéristiques techniques (Ventilateur de vapeur d'huile).....	08
Tableau I.06	Caractéristiques techniques (Pompe principale d'huile).....	09
Tableau I.07	Caractéristiques techniques (Pompe auxiliaire d'huile).....	09
Tableau I.08	Caractéristiques techniques (Réfrigérant d'huile).....	10
Tableau I.09	Caractéristiques techniques (filtre d'huile).....	11
Tableau I.10	Caractéristiques techniques (Accouplement a denture interne).....	12
Tableau I.11	Historique des TTR et TBF du turbocompresseur.....	16
Tableau I.12	Récapitulatif du calcul de la fiabilité.....	17
Tableau I.13	(A.M.D.E.C) : machine.....	21
Tableau III.01	Défauts et fréquences correspondants.....	39
Tableau V.01	Représentation de quelques valeurs référentielles du coefficient de frottement μ	49
Tableau V.02	paramètres géométriques du palier.....	52
Tableau V.03	Nature de contact.....	53
Tableau V.04	Palier en régime laminaire.....	56
Tableau V.05	Résultats des analyses sur huile TORBA 68.....	64
Tableau V.06	Corrélation acidité huile- vibration (vert-hor) palier de la pompe...	68

INTRODUCTION GENERALE

Aujourd'hui, les entreprises cherchent à être capables de fournir à son marché, des produits de qualité à une clientèle de plus en plus exigeante dans les meilleures conditions. C'est pourquoi, les entreprises sont orientées vers des techniques de maintenance qui impliquent une parfaite maîtrise du processus de production. A travers le temps, la maintenance est passée progressivement de l'état de service improductif, cher et subalterne, au statut de fonction essentielle voire stratégique du système productif.

Sa fonction est la recherche permanente de l'amélioration en combinant tous les types de maintenance : préventive, corrective et prévisionnelle. Généralement, Les exigences de sûreté et de disponibilité nécessitent une importante fiabilité des systèmes qui dépasse la maintenance corrective puisque elle est n'est exécutée Qu'après détection d'une panne, c'est donc une maintenance essentiellement préventive mise en œuvre pour limiter la probabilité des défaillances.

Les opérations d'entretien sont mises en œuvre à intervalle régulier selon un calendrier préétabli indépendamment de l'état de la machine, cette méthode est sûre mais relativement coûteuse car elle implique le changement, cette méthode est sûre mais relativement coûteuse car elle implique le changement de pièce dès fois encore utilisables et une intervention répétée sur la machine (démontage et remontage fréquent). [16]

C'est pour cela la maintenance conditionnelle voire prévisionnelle apparaît comme la méthode la plus adéquate car elle est basée sur le principe de surveillance d'un composant en suivant plus particulièrement certains paramètres considérés comme représentatifs de son état (ou, plus exactement représentatifs du risque de développement d'une forme de dégradation donnée) et quand ces paramètres atteignent un certain seuil, une intervention est déclenchée pour restaurer un état satisfaisant.

Dans plusieurs domaines de l'industrie, les machines tournantes dont les systèmes mécaniques ou machines (turbocompresseur) ont un grand intérêt, elles sont le plus souvent stratégiques et vitales. Ces systèmes constituent la plupart des

équipements stratégiques d'une usine. Leur rôle dans le procédé de fabrication du produit est de comprimer l'air à une pression de service; Pour prévenir les défaillances et assurer une disponibilité optimale de ces machines, une variété de technologies peuvent, et devraient être utilisée en tant qu'élément d'un programme de maintenance préventive complet. La surveillance vibratoire est généralement la composante clé de la plupart des programmes de maintenance préventive conditionnelle. Néanmoins, elle ne peut pas fournir toutes les informations exigées pour la réussite d'un programme de maintenance préventive. Pour ces raisons, un programme de maintenance préventive complet doit inclure, outre l'analyse vibratoire, d'autres techniques de surveillances et diagnostiques; tel que l'analyse des lubrifiants, la thermographie et l'analyse acoustique

L'objectif du travail présenté ici est de mettre des procédures de contrôle efficace pour le suivi et la surveillance de l'état de santé d'un turbocompresseur en intégrant les différents outils et méthodes de la maintenance conditionnelle. Parmi ces outils utilisés nous intéresserons à deux outils, notamment : l'analyses vibratoires qui s'articule sur les valeurs du niveau global et les spectres. Et les analyses des échantillons du fluide qui permettent d'une part de déterminer les caractéristiques physico-chimiques de l'huile a fin de déterminer sa dégradation ou bien sa contamination à un stade précoce.

Méthodologie :

1. Etude de la fiabilité :

La fiabilité est l'étude de la durée de vie d'un matériel.

2. La méthode AMDEC :

L'AMDEC est une méthode de prévention qui peut s'appliquer à une organisation, un processus, un moyen, un composant ou un produit dans le but d'éliminer, le plus en amont possible, les causes des défauts potentiels. La méthode permet de classer et de hiérarchiser les défaillances selon certains critères (occurrence, détection, gravité). Les résultats de cette analyse sont les actions prioritaires propres à diminuer significativement les risques de défaillances potentielles.

3. Analyse vibratoire :

Toute machine induit des forces internes qui se manifestent dans un environnement extérieur. Donc et par conséquent l'analyse des signaux issus des capteurs donne des informations sur l'état de la machine. Pour cela existe deux volets pour l'exploitation des résultats d'analyse vibratoire :

- la mesure de niveau global permet de qualifier un état général par comparaison à des normes ou à des mesures précédentes.
- l'analyse spectrale permet de diagnostiquer l'origine des défauts et de suivre l'évolution en fonction du temps.

4. Analyse d'huile

Permettent de déterminer les caractéristiques physico-chimiques du lubrifiant à fin de contrôler soit sa dégradation, soit sa contamination.

5. Etude de liaison stochastique acidité d'huile – vibration

C'est étudier l'intensité de la liaison qui peut exister entre acidité d'huile-Vibration.

Le mémoire présentant ce travail comporte cinq chapitres avec une introduction et une conclusion générale

Chapitre 1 : Introduit le comportement de l'ensemble des machines du procès nous décrivons le turbocompresseur qui fera l'objet de la recherche pour le mieux exploiter et bien le maintenir ,ainsi a l'analyse de la fiabilité de ce dernier sur lequel une analyse AMDEC a été faite, le résultat a mis en évidence l'importance du palier lisse.

Chapitre 2 : Présente une étude bibliographique sur les paliers lisses.

Chapitre 3 : Présente un bref théorique sur l'analyse vibratoire nécessaire pour la surveillance de la machine.

Chapitre 4 : Donne des notions essentielles sur la théorie des huiles avec la méthodologie de la mise en route d'un programme de maintenance préventive à travers les analyses d'huile.

Chapitre 5 : Présente la détermination du régime de lubrification du palier à travers le calcul du nombre de Sommerfeld, en appliquant quelques outils parmi d'autres de la surveillance tels que les courbes de tendance niveau globale et les spectres de vibrations , ainsi l'utilisation du MATLAB pour tracer la variation de la viscosité, teneur en eau, acidité, et la densité suivi d'un calcul statistique de la corrélation entre un paramètre de fonctionnement et l'évolution d'un indicateur de vibration.

Description de la machine

I.1. Introduction

Le compresseur est une machine qui a pour fonction, d'élever la pression d'un fluide compressible qui le traverse.

Son nom traduit le fait que le fluide se comprime « son volume diminue » au fur et à mesure de l'augmentation de pression [3].

I.2. Définition et Classification des compresseurs

Les compresseurs peuvent être divisés en deux familles

I.2.1. Les Compresseurs Volumétriques

Les Compresseurs volumétriques sont des machines réceptrices, ils peuvent être rotatifs (vis, palette etc.) ou bien alternatifs (à piston).

La transformation du travail reçu en énergie de pression en diminuant le volume du fluide qui traverse la machine.

I.2.2. Les Turbocompresseurs

Les Turbocompresseurs sont des turbomachines dans lesquelles le fluide reçoit de l'énergie mécanique d'une ou plusieurs roues mobiles (monocellulaire ou multicellulaire).

Le turbocompresseur est axial ou centrifuge.

I.3. Définition et classification des Turbocompresseurs

I.3.1. Les Turbocompresseurs axiaux

Les Turbocompresseurs axiaux sont des turbomachines où le fluide a une trajectoire axiale.

I.3.2. Les Turbocompresseurs centrifuges

Les Turbocompresseurs centrifuges sont des turbomachines où le fluide a une trajectoire centrifuge.

Exemple : turbocompresseur d'air SULZER Ri 80-5 (unité COX03).

I.4. Rôle d'un turbocompresseur

Le turbocompresseur est l'organe le plus stratégique parmi les autres au niveau de processus de l'unité COX3, car ce dernier est le premier responsable de l'augmentation de la pression de l'air de 1 bar (pression atmosphérique) jusqu'à 7 bars (pression nécessaire pour alimenter l'installation). La défaillance de ce dernier pose un cas mortel de l'unité et paralyse de complexe, donc l'arrêt de production.

Cette installation se compose de plusieurs équipements :

I.5. Schéma de l'installation

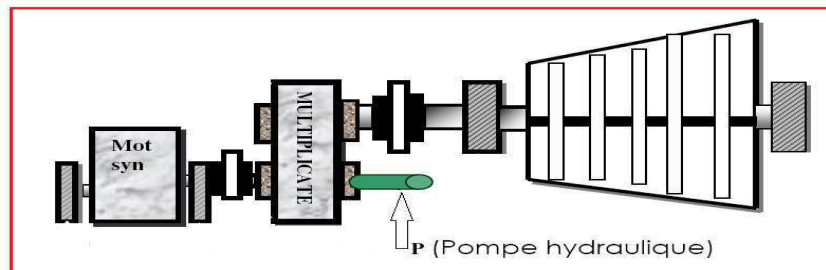


Figure I.01 : schéma de l'installation [19].

I.6. Description des équipements de l'installation

I.6.1. Compresseur

Le compresseur isotherme centrifuge à cinq étages type RI 80-5, se compose d'un arbre sur lequel sont installés les roues avec diffuseurs partagés en deux parties. L'arbre est posé sur deux coussinets, qui est refroidi et graissés par circulation d'huile. L'air comprime et refroidi après chaque étage dans 4 réfrigérants intermédiaires possèdent des faisceaux démontables. Le compresseur est entraîné par moteur électrique.



Figure I.02 : Turbocompresseur SULSER.

Tableau I.01 : Caractéristiques techniques du Turbocompresseur [16].

TURBOCOMPRESSEUR CENTRIFUGE				
Constructeur	SULZER			
Type	Ri 80-5			
Fluide à comprimer	Air industriel, filtre			
Pression d'aspiration 1 bar. Abs	1 bar. Abs			
Température d'aspiration	30°C			
Humidité relative 75%	75%			
Température d'eau de refroidissement	30°C			
Point de fonctionnement	1	2	3	4
Débit aspire Nm ³ /h	79000	89000	91000	89000
Pression de refoulement bar. Abs	7,05	7,05	7,05	7,04
Température de refoulement °c	89	87	87	88
Puissance absorbée a L'accouplement	7420	8150	8320	8340
Entraînement	moteur électrique Asynchrone Triphasé, type RAV 150 /107, 50Hz, 9300Kw, 15000 V, 1486 tr/min			
N° séries	410626			

I.6.2. Moteur : c'est un moteur asynchrone triphasé à cage, à partir de leur principe de fonctionnement on distingue deux parties :

- **Le stator :** qui produit un champ tournant inducteur qui est constitué par une couronne à tôles minces empilées et isolées entre elles. à l'intérieur se trouve des enroulements qui peuvent être tétra polaires.
- **Le rotor :** est constitué de barres conductrices régulièrement réparties entre deux couronnes métalliques forment les extrémités, le tout rappelant la forme d'une cage d'écureuil.

**Figure I.03 : Moteur électrique Asynchrone à cage.**

Tableau I.02 : Caractéristiques techniques du Moteur électrique Asynchrone [16].

Moteur électrique Asynchrone Triphase	
Type	RAV 150 /107
Fréquence	50 Hz
Puissance	9300Kw
Vitesse	1486 tr/min
Tension	15000 V

II.6.3. Multiplicateur de vitesse : constitue de deux roues en contact par denture hélicoïdal de rapport de transmission de 4,212 pour assurer la multiplication de vitesse.

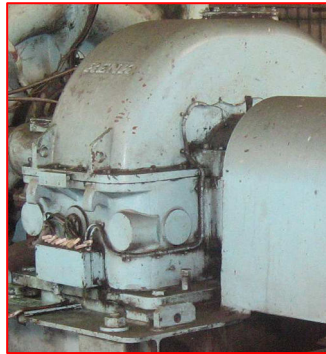


Figure I.04 : Multiplicateur de vitesse.

Tableau I.03 : Caractéristiques techniques du multiplicateur de vitesse [16].

MUTIPLIFICATEUR DE VITESSE	
Constructeur	RENK
Type	TAD 62 n
Vitesse :	- prim 1480 tr/min - Sec 6259 tr/min
Puissance	9300 KW
N° série	180 656/1-173086

II.6.4. Réservoir d'huile

Le réservoir d'huile est constitué en tôle d'acier il contient d'un part l'huile pour la lubrification et d'autre part l'huile pour transmission de chaleur a la partie supérieure de réservoir se trouve un ventilateur des vapeurs d'huile et un pompe auxiliaire d'huile.

Tableau I.04 : Caractéristiques techniques du Réservoir d'huile [16].

RESERVOIR D'HUILE	
Constructeur	SYLZER
Grandeur nominale	3150 litres
Quantité de remplissage	3150 litres
d'huile de lubrification Quantité de remplissage	870 litres
Poids sans huile	3500 Kg
Poids avec huile	7000 Kg

I.6.5. Ventilateur de vapeur d'huile

Un ventilateur d'aspiration et monte sure le couvercle du réservoir d'huile il est entraîné par un moteur électrique et aspire l'humidité et les produit résultants de l'altération de l'huile.

Tableau I.05 : Caractéristiques techniques du Ventilateur de vapeur d'huile [16].

VENTILATEUR DE VAPEUR D'HUILE	
Constructeur	BBC
Débit	TR 6 / 90
Entraînement	moteur électrique, type QUB 71M 2A-S, 380v,50Hz, 0,33Kw
Diamètre intérieur de la bride d'échappement	100mm

I.6.6. Pompe principale d'huile

La pompe est construite comme pompe a vis auto- amorçant .elle ne possède que 3 pièces mobiles:1vis principale et 2vis satellites .les 3vis s'engrènent l'une dans l'autre et tournent dans la chemise .les vises satellites tournant en sens inverse de celui de la vis principale, n'accomplissent aucun travail et servent uniquement à l'étanchéité.

Tableau I.06 : Caractéristiques techniques de la Pompe principale d'huile [16].

POMPE PRINCIPALE D'HUILE	
Constructeur	4 923 et 4 926
Type	TR 6 / 90
Débit refoule	42 bars abs
Pression de refoulement	430°C
Pression d'échappement	0.098 bars abs
Entraînement	15 900 kg / h
Hauteur d'aspiration Répartition de quantité d'huile	max 5,5m CE 370 L/min -pour Multiplicateur 180 L/min -pour M.E+T.C. <u>125 L/min</u> -25%réserve 680L/min
N° serie	D55474-2

I.6.7. Pompe auxiliaire d'huile

La pompe et moteur d'entraînement sont montés sur le couvercle du bassin d'huile. La pompe est construite comme pompe à vis .elle ne possède que 3 pièces mobiles : 1vis principale et 2 vis satellite. Les 3 vis s'engrènent l'une dans l'autre et tournent dans la chemise. Les vis satellites tournant en sens inverse de celui de la vis principale, n'accomplissent aucun travail et servent uniquement à l'étanchéité.

Tableau I.07 : Caractéristiques techniques de la Pompe auxiliaire d'huile [16].

POMPE AUXILIAIRE D'HUILE	
Constructeur	ALLWEILER
Type	SNT 280 R 5401G
Débit refoule	680 litres/min
Pression de refoulement	3 bars eff
Entraînement	Moteur électrique Asynchrone LEROY-SOMEN Type LSP 160M3, Ph3, 50Hz, Cosφ =0,87, 2915tr/min,
Masse	15 900 kg / h
N° série	68088013-2 et 70783/2 (Pompe) (Moteur)

I.6.8. Réfrigérant d'huile

La construction du type "NS" est caractérisée par le joint à double presse-étoupe. Ce joint présente les avantages suivants : les 2 fluides réfrigérants et réfrigère ne peuvent pas se mélanger, les démontages sont faciles. On peut démonter les couvercles des boîtes sans vider le réfrigérant. Le réfrigérant comporte un faisceau tubulaire, un virole et les boîtes à eau. Le faisceau tubulaire est constitué par des tubes cylindriques d'égale longueur aux extrémités dans des plaques tubulaires. La virole est constituée par un tronçon de tube en acier, sur lequel sont soudées 2 brides.

Tableau I.08 : Caractéristiques techniques du Réfrigérant d'huile [16].

REFRIGERANT D'HUILE		
Constructeur	GEA	
Type	NS40 /350/23/14/1/6	
Caractéristiques de service	côte de Calandre	côte de tube
Pression de service	3,5 bar	6,0 bars
Pression de calcul	6,0 bar	8,0 bars
Pression d'épreuve	9,0 bar	12,0 bars
Température d'entrée	57 ⁰ c	40 ⁰ c
Température de sortie	45 ⁰ c	50 ⁰ c
Température de calcul	75 ⁰ c	50 ⁰ c
Volume	300 L	165 L
Type de produit	Huile	Eau
N ^o série	60018 B	

I.6.9. Filtre d'huile

Cet appareil est la conjugaison de 2 filtres réunis par 2 robinets spéciaux permettant les combinaisons suivantes:

- machine avec un seul filtre (droite ou gauche).
- Machine avec les filtres en parallèle.
- Nettoyage par contre-courant.

Chaque filtre est constitué par : le corps, le capot, la plaque porte-éléments et les éléments filtrants.



Figure I.05 : Filtre d'huile.

Tableau I.09 : Caractéristiques techniques du filtre d'huile [16].

FILTRE D'HUILE	
Construction	SOFRANCE S .A
Type	170/1 DUO, DN 100
Débit	37m ³ /h
Finesse	25 microns
Pression de marche	3 bars
Pression d'épreuve hydraulique	10 bars
Pression d'épreuve d'étanchéité	10 bars
Δp filtre propre	0,2 bars à 50 ⁰ c
Température de marche	- 45 ⁰ c normale - 55 ⁰ c maxi
Fluide	huile minérale
Référence	G86 37

I.6.10. Accouplement à denture interne (moteur- multiplicateur)

Les deux plateaux sont des roues dentées à denture bombée liées complètement aux arbres à accoupler. Ces deux plateaux engrènent avec la denture interne d'un manchon (monobloc ou en deux parties démontables) réalisé en acier ou en polyamide. La combinaison acier/polyamide permet d'obtenir un fonctionnement sans entretien et sans graissage. Par contre les accouplements à dentures et manchons en acier ont besoin de graissage.



Figure I.06 : Accouplement à denture interne.

Exemple d'utilisation: les accouplements doublement articulés à denture globoflex trouvent leur emploi dans tous les cas où aucun écart angulaire entre les arbres à relier n'est ni nécessaire ni souhaité, mais où il s'agit de compenser leurs désalignements (radial et/ou angulaire).

Tableau I.10 : Caractéristiques techniques de l'accouplement à denture interne [16].

ACCOUPLLEMENT A DENTURE INTERNE	
Marque	RENK
Type	ZNX120
Puissance axiale admissible :	1350 Kp
Défaut angulaire d'alignement admissible	3°
Défaut axiale d'alignement admissible	0,35mm
Quantité de graisse	11,9 Kp
Consommation de vapeur	11L
N _{norme} de torsion	6080 Kpm
N _{norme}	9300
Nombre de dent	Z=21

I.6.11. Accouplements à membranes (compresseur- multiplicateur)

L'élément flexible est une membrane déformable, rigide en torsion. Cette membrane est fabriquée en tôle d'acier ou en matière plastique. L'accouplement est composé de deux flasques et d'une ou plusieurs membranes disposées à la demande et liées par une vis aux deux flasques. La construction est modulaire, ce qui réduit le prix de revient de ces accouplements.



Figure I.07 : Accouplement à membrane.

I.7. Description du turbocompresseur Cox3 TC1-2 (figure I.02)

FIA1010	800.0m³/h
PIA1020	3.0bar
TIA1020_4	100.0°C
PI100	10.5bar

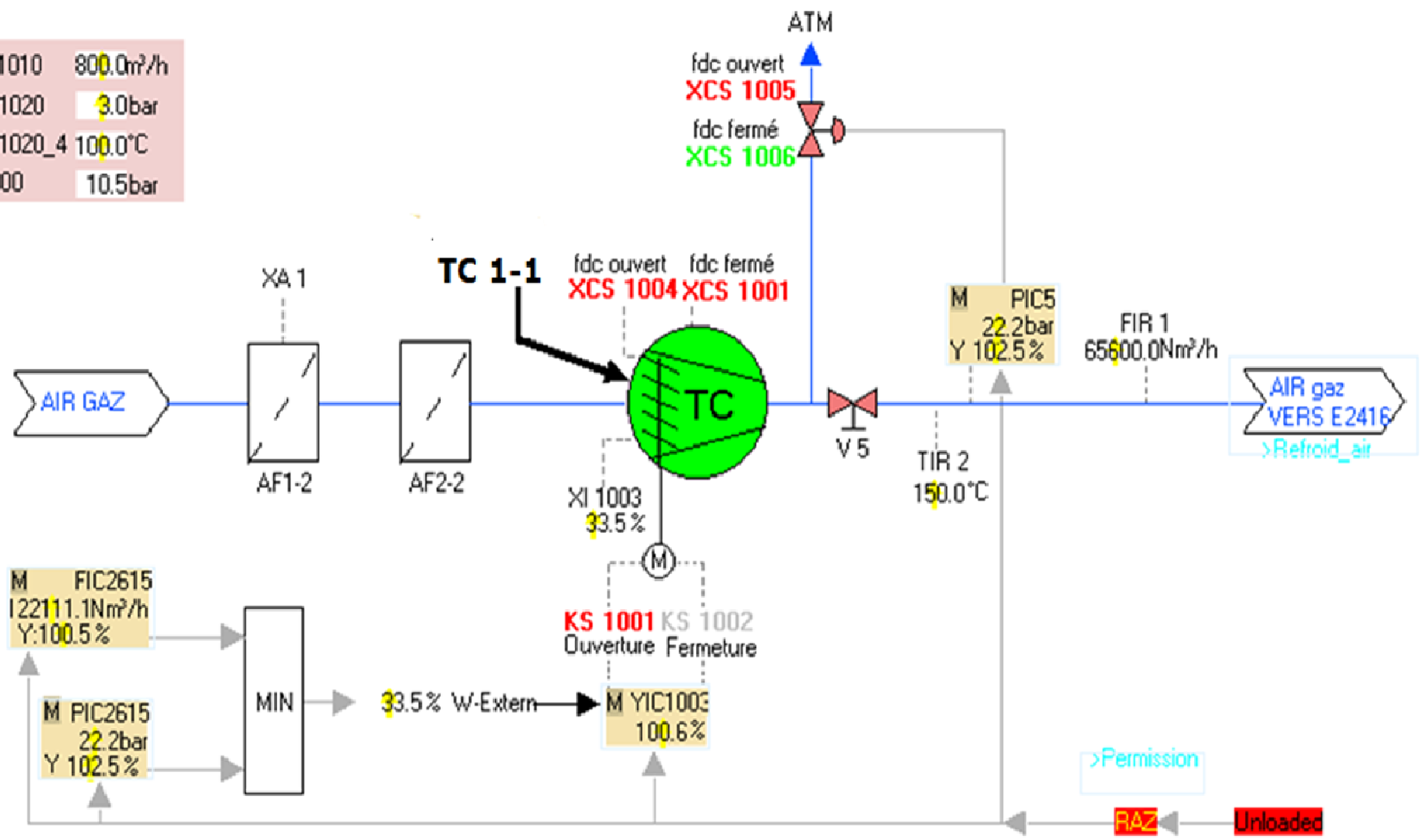


Figure I.02 : Schéma du turbocompresseur TC1-1.

I.8. Analyse de la Sûreté de fonctionnement du turbocompresseur

I.8.1. Introduction

La fiabilité est la science des défaillances basée sur l'expérience. Elle est indissociable de la qualité. La fiabilité d'une machine a tendance à diminuer avec le nombre de ses composants [10]. Lorsque les composants sont trop nombreux ou trop complexes, il arrive fréquemment un moment où la maîtrise de la fiabilité n'est plus possible et l'hypothèse d'une défaillance très probable.

I.8.2. Définition de la fiabilité

La fiabilité est la caractéristique d'un système exprimée par la probabilité qu'il accomplisse la fonction pour laquelle il a été conçu, dans des conditions données et pendant une durée donnée (NF X 060-010). Ainsi, la durée de vie d'un système est utilisée pour mesurer la quantité de service rendu [10].

A. fiabilité intrinsèque : elle est propre à un matériel et à un environnement donné et ne dépend que de ce matériel.

b. fiabilité extrinsèque : elle résulte des conditions d'exploitation, de la qualité de la maintenance, d'une manière générale d'événement relatif à l'intervention humaine. [5]

I.8.3. Indicateurs de fiabilité (λ) et MTBF

λ et le **MTBF** sont les deux principaux indicateurs de la fiabilité utilisés industriellement.

$$\lambda = \frac{\text{Nombre total de défaillance pendant le service}}{\text{Durée total de bon fonctionnement}}$$

I.8.3.a. Taux de défaillance (λ)

I.8.3.a.1. Définition : λ représente le taux de défaillance ou le taux d'avarie. Il caractérise la vitesse de variation de la fiabilité au cours du temps. Pour une période de travail donnée, durée totale en service actif:

On a $\lambda(t) = \lambda$ constante strictement positive.

Pour tout $t \geq 0$:

Fonction de fiabilité: $R(t) = e^{-\lambda t}$

I.8.3.b. MTBF (moyenne des temps de bon fonctionnement)

I.8.3.b.1. Définition : le MTBF (qui vient de l'anglais Mean Time Before Failure) représente la moyenne des temps de bon fonctionnement entre deux défaillances d'un système réparable ou le temps moyen entre défaillances.

$$MTBF = \int_0^{+\infty} R(t) dt \quad MTBF = \frac{\text{Sommes des temps de bon fonctionnement}}{\text{Nombre des temps fonctionnement}}$$

Si λ est constant le **MTBF = 1/λ**.

I.8.4 Maintenabilité

I.8.4.1 Définition : dans des conditions données, la maintenabilité est l'aptitude d'un bien à être maintenu ou rétabli dans un état où il peut accomplir une fonction requise, lorsque la maintenance est accomplie dans des conditions données, en utilisant des procédures et des moyens prescrits[12].

Maintenabilité = être rapidement dépanné

Fonction de Maintenabilité: **$M(t) = e^{-\mu t}$**

L'analyse de maintenabilité permettra d'estimer la (MTTR) ainsi que les lois probabilistes de maintenabilité (sur les mêmes modèles que la fiabilité).

MTTR : (Mean Time To Repair) ou encore Moyenne des Temps Techniques de Réparation.

$$MTTR = \frac{\text{Temps d'intervention pour } n \text{ pannes}}{\text{nombre de pannes } (n)}$$

I.8.4.1.a.Taux de réparation μ

$$\mu = \frac{1}{MTTR}$$

La probabilité de réparation d'un composant est principalement fonction du temps écoulé depuis l'instant de défaillance.

I.8.5. Disponibilité

I.8.5.1. Définition : La disponibilité est « l'aptitude d'un bien, sous les aspects combinés de sa fiabilité, maintenabilité et de l'organisation de la maintenance, à être en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions de temps déterminées » [12].

Pour qu'un équipement présente une bonne disponibilité, il doit :

- avoir le moins possible d'arrêts de production,
- être rapidement remis en état s'il est défaillant.

La disponibilité relie donc les notions de fiabilité et de maintenabilité.

I.8.5.1.a. Disponibilité intrinsèque : cette disponibilité est évaluée en prenant en compte les moyennes de bon fonctionnement et les moyennes de réparation [12], ce qui donne

$$D_i = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

I.9. Etude de la fiabilité du turbocompresseur

Tableau I.11 : Historique des TTR et TBF du turbocompresseur [S. exploitation COX].

Année	TTR(h)	(TBF)(h)
Janvier 2015	10.55	733.45
Février 2015	9.00	663
Avril 2015	0.42	719.30
Mai 2015	28.45	715.55
Juin 2015	0.15	719.75
Juillet 2015	12.30	731.70
Septembre 2015	1.50	718.50
Octobre 2015	1.55	742.45
Novembre 2015	11.20	708.66
janvier 2016	3.00	741
Février 2016	0.15	695.75
Mars 2016	744	0
Mai 2016	53.00	667
Septembre 2016	23.50	720.50
Octobre 2016	6.45	713.55
Novembre 2016	8.35	735.65

✚ calcul MTBF

$$MTBF = \frac{10725.81}{16} \quad \Rightarrow \quad MTBF = 670.363h$$

✚ calcul MTTR

$$MTTR = \frac{913.57}{16} \quad \Rightarrow \quad MTTR = 57.098h$$

✚ Calcul du Taux de défaillance λ

$$\lambda = \frac{1}{670.363} \quad \Longrightarrow \quad \lambda = 0.00149 \text{ panne / h}$$

✚ Calcul du Taux de réparation μ

$$\mu = \frac{1}{57.098} \quad \Longrightarrow \quad \mu = 0.0175$$

✚ Calcul de La disponibilité

$$Di = \frac{0.0175}{0.01899} \quad \Longrightarrow \quad Di = 92.15\%$$

✚ Calcul de la fiabilité

$$R(t) = e^{-\lambda t}$$

Tableau I.12 : Récapitulatif du calcul de la fiabilité.

Année	TBF (h)	Classement TBF	R(t)
Janvier 2015	733.45	0	1
Février 2015	663	663	0.372
Avril 2015	719.30	667	0.370
Mai 2015	715.55	695.75	0.354
Juin 2015	719.75	708.66	0.347
Juillet 2015	731.70	713.55	0.345
Septembre 2015	718.50	715.55	0.344
Octobre 2015	742.45	718.50	0.342
Novembre 2015	708.66	719.30	0.342
janvier 2016	741	719.75	0.342
Février 2016	695.75	720.50	0.341
Mars 2016	0	731.70	0.3336
Mai 2016	667	733.45	0.335
Septembre 2016	720.50	735.65	0.334
Octobre 2016	713.55	741	0.333
Novembre 2016	735.65	742.45	0.330

I.10. Traitement et analyse des résultats par MATLAB

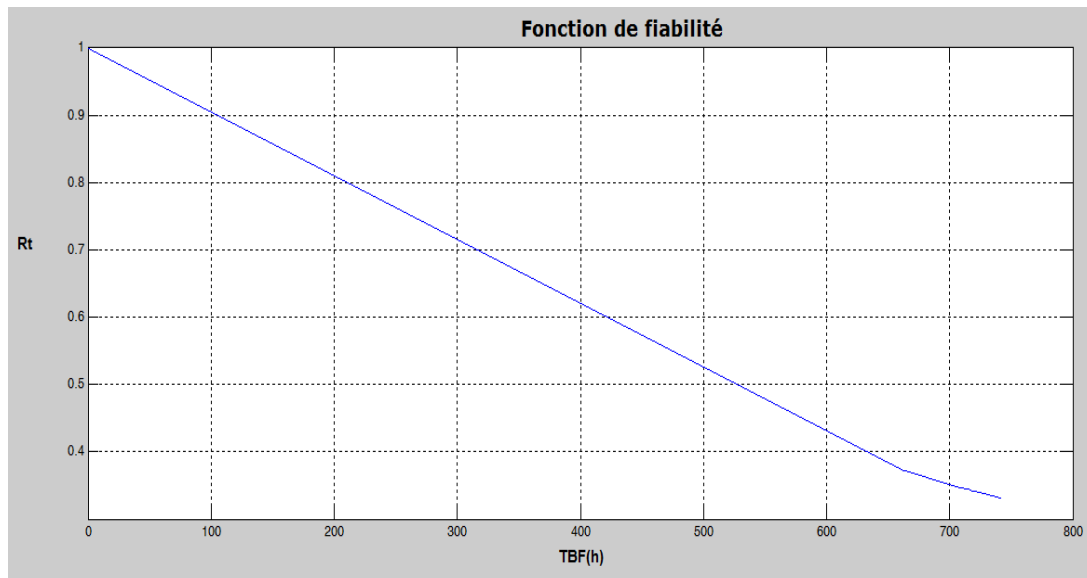


Figure I.08: la Fonction Fiabilité $R(t)$.

I.11. Interprétation

La fonction de fiabilité est décroissante avec le temps et d'après la forme de la courbe ce qui explique que notre turbocompresseur est fiable durant cette période, grâce à l'application rigoureuse des plans d'entretien et de maintenance.

I.12. L'AMDEC (Analyse des Modes des Défaillances de, leurs Effets, et de leurs Criticités).

I.12.1. Présentation

C'est une technique d'analyse qui a pour but d'évaluer et de garantir la fiabilité, maintenabilité, la disponibilité, et la sécurité des machines par la maîtrise des défaillances. Elle a pour objectif final l'obtention, au meilleur coût, du rendement global maximum des machines de production et équipements industriels. Son rôle n'est pas de remettre en cause, les fonctions peuvent ne plus être assurées correctement. L'amdec a été employée pour la première fois à partir des années 1960 dans le domaine de l'aéronautique pour l'analyse de la sécurité des avions. La mise en œuvre s'est longtemps limitée à l'utilisation dans le cadre d'études de fiabilité sur des matériels [2].

I.12.2. Types D'AMDEC

Il existe globalement trois types d'amdec suivant que le système analysé est [15]:

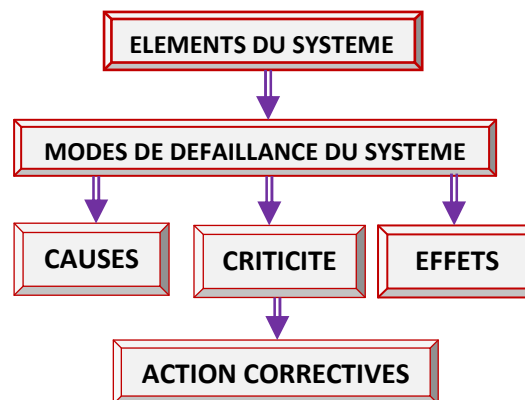
- le produit fabriqué par l'entreprise ;
- le processus de fabrication du produit de l'entreprise ;
- le moyen de production intervenant dans la production du produit de L'entreprise.

I.12.2.a. AMDEC-PRODUIT- l'amdec produit est utilisée pour l'aide à la validation des études de définition d'un nouveau produit fabriqué par l'entreprise.

I.12.2.b. AMDEC-PROCES- l'amdec procès est utilisée pour étudier les défauts potentiels d'un produit nouveau ou non, engendrés par le processus de fabrication.

I.12.2.c. AMDEC –MOYEN DE PRODUCTION- l'AMDEC –moyen de production- souvent appelée AMDEC moyen, permet de réaliser l'étude du moyen de production lors de sa conception ou pendant sa phase d'exploitation [15].

I.12.3. La démarche AMDEC



A partir de l'analyse fonctionnelle, la démarche consiste en une recherche : **Des modes de défaillance ; Des effets ; Des causes ; De la criticité.**

I.12.4. La grille AMDEC

Un certain nombre de notions utilisées dans l'amdec, il est important de les connaître parfaitement afin de comprendre précisément le fonctionnement de l'amdec et d'en assurer la meilleure application possible [15].

I.12.4.1. nom de l'élément : indiquer le composant et son code,

I.12.4.2. fonction : indiquer la fonction de composant,

I.12.4.3. mode de défaillance : un mode de défaillance est la manière par laquelle un dispositif peut venir à être défaillant.

I.12.4.4. cause de défaillance : une cause de défaillance est l'évènement initial pouvant conduire à la défaillance d'un dispositif par l'intermédiaire de son mode de défaillance.

I.12.4.5. effet de défaillance : est par définition une conséquence suivie par l'utilisateur.

I.8.4.6. détection : est la manière par laquelle un utilisateur est susceptible de détecter sa présence avant que le mode de défaillance ne se produit complètement.

I.12.4.7. cotation de la criticité : la criticité est une évaluation quantitative du risque constitué par le scénario de défaillance analysé, la criticité est évaluée à partir de la combinaison de trois facteurs :

➤ **la fréquence d'apparition du couple mode-cause**

Indice de fréquence	Critère F
1	Moins d'une fois par année
2	Moins d'une fois par mois
3	Moins d'une fois par semaine
4	Plus d'une fois par semaine

➤ **la gravité de l'effet**

Indice de gravité	Critère G
1	Défaillance mineure, dégradation du matériel T<30min
2	Défaillance moyenne nécessitant en remise en état de courte durée 30min<T<1heure
3	Défaillance majeure nécessitant une intervention de longue durée 1heure<T<4heures
4	Défaillance catastrophique nécessitant une grande intervention T>4heures
5	Sécurité/qualité accident pouvant provoquer des problèmes de sécurité de personne

➤ **la possibilité d'utiliser les signes de détection**

Indice de non détection	Critère N
1	Détection efficace qui permet une action préventive à fin de prévenir la défaillance
2	Il y a un risque que la détection n'est pas efficace
3	Le moyen de détection n'est pas fiable
4	Il n'y a aucun moyen de détection

Donc la criticité est évaluée par : **C = F * G * N**

Et on obtient le tableau suivant :

N°	Niveau de criticité	Action corrective
1	1≤c<12 criticité négligeable	Aucune modification, maintenance corrective
2	12≤c<16 criticité moyenne	Amélioration des performances de l'élément, Maintenance préventive systématique
3	16≤c<20 criticité élevée	Surveillance particulière, maintenance préventive, conditionnelle.
4	20≤c<80 criticité interdite	Remise en cause complète de la conception de préventive conditionnelle.

Tableau I.13 : Analyse des modes de défaillances, de leurs effets et de leurs criticités (A.M.D.E.C : machine).

Système : turbocompresseur RI80-5 , date : 02/03/2017											
Éléments	Fonctions	Mode de défaillance	Nature de défaillance	Causes	Effets	Détection	Criticité				Actions correctives
							F	G	D	C	
Rotor	Manipulation de l'air	Désalignement	Mécanique	Basculement du palier	Arrêt du TC	Analyse vibratoire	2	4	2	16	Serrage des paliers
		Déplacement axial	Mécanique	Usure dans le piston d'équilibrage	Arrêt du TC	Analyse vibratoire	1	4	1	4	Changement du piston
Aubes	Transforment l'énergie	Cassure	Mécanique	Pénétration d'un corps étranger	Déforma. du rotor	Analyse vibratoire , contrôle bruit	2	4	4	32	Réparation du rotor et des aubes
Accouplement	Liaison entre multiplicateur et compresseur	Désalignement important	Mécanique	Déformation	Vibrations élevées	Analyse vibratoire	1	4	2	8	Remplacement d'accouplement
Filtre d'huile	Filtration d'huile du compresseur	Colmatage Détérioration	Hydraulique	Présence d'impuretés, détérioration des filtres	Usure de la pompe, arrêt machine	Alarme (visuel)	1	5	2	10	PDR : filtre Entretien et contrôle
Vanne anti-pompage	Protection du compresseur contre le pompage	Usure	Mécanique	Usure des organes, défaillance de la partie Soft	Mauvais fonctionnement du compre.	Alarme (visuel)	2	5	2	20	Contrôle des éléments de la vanne, test de la partie Soft
Réfrigérant	Refroidisse. de l'air	Fuites, Colmatage	Hydraulique	Fissure de tube, grosses particules dans le liquide de refroidissement	Echauffement excessif de l'air	Alarme (visuel)	1	4	2	8	Test fuite, nettoyage des tubes
ventilateur vapeur d'huile	aspire l'humidité	grillage enroulement	Electrique	pénétration de l'humidité au moteur	Arrêt du TC	Alarme (visuel)	1	3	2	6	réparation moteur
Etanchéité	Elimination des fuites	Fuites	Hydraulique	Fin de la durée de vie des joints	Perte de perform.	Alarme (visuel)	3	3	1	9	Changement périodique
Capteur	Détection de l'anomalie	Défaillance complète	Electrique	Contacte avec un autre corps, circuit magnétique grillé	Fausses informati.	Analyse vibratoire	3	3	1	9	Changement périodique
Palier	Supporte la poussée axiale (butée)	Usure	Hydraulique	Présence d'eau dans l'huile	Déplacement axial du rotor	Alarme (arrêt du T.C)	1	4	3	12	Changement buté et contrôle jeu axial
		Jeu	Mécanique	Usure	Déplacement axial du rotor	Alarme (arrêt du T.C)	3	3	3	27	Changement ou contrôle des butées
	Supporte l'arbre (radial)	Usure	Hydraulique	Impuretés dans l'huile de lubrification, température élevée	Arrêt du T.C	Analyse vibratoire , capteur de température	3	4	3	36	Surveillance de température du palier avant et après le démarrage. Analyse d'huile
		Détérioration des paliers	Hydraulique	Mauvaise lubrification	Vibration du rotor	Analyse vibratoire	4	4	2	32	Changement du palier, analyse d'huile

I.13. Interprétation des résultats.

D'après la réalisation des tableaux de l'analyse AMDEC on trouve que nous avons 04 groupes de l'indice de criticité différents :

1^{er} groupe : l'indice de criticité maximal (27, 36,32) pour les paliers ce qui implique le 4^{ème} niveau de criticité. Donc les actions correctives à engager sont la remise en cause complète de la conception de la maintenance préventive conditionnelle.

2^{ème} groupe : l'indice de la criticité élevée (16, 20,20), pour les éléments suivants : (vanne anti-pompage, accouplements, aubes) nécessitant une surveillance particulière.

3^{ème} groupe : l'indice de la criticité moyenne (12), pour l'élément du palier de butée nécessitant la maintenance préventive systématique pour améliorer la performance.

4^{ème} groupe : l'indice de la criticité entre l'intervalle (4, 6, 8, 9,10) est négligeable, dans ce cas, nous appliquons seulement la maintenance corrective.

Conclusion

➤ Une mauvaise fiabilité entraîne l'indisponibilité de la machine et diminue la sûreté qui est un enjeu essentiel à la maintenance, et par conséquent l'augmentation du coût de maintenance et la diminution de la productivité.

Plusieurs facteurs influe au manque de fiabilité tel que :

- Les erreurs humaines en phase d'exploitation.
- L'usure des différentes pièces à cause des facteurs environnementaux,
- Défaut de conception (montage, usinage ...).

➤ La méthode AMDEC permet d'identifier les composants les plus critiques et de proposer alors les actions et les procédures pour remédier. L'amdec fournit à notre système :

- Une autre vision du système ;
- Des supports de réflexion de décision et d'amélioration ;
- Des informations à gérer au niveau des études de sûreté de fonctionnement et des actions à entreprendre.

D'après l'analyse AMDEC, on déduit que **le palier lisse radial du turbocompresseur** contient des criticités interdite et grave **(C=36)**.

Les paliers lisses

II.1. Introduction

Les paliers sont des organes de machines utilisés pour guider les arbres en rotation. 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. Nous ne parlerons que des paliers fluides et plus particulièrement des paliers et des butées hydrodynamiques dans lesquels un film mince de fluide sépare les surfaces en mouvement relatif.

Les différents types de mouvement relatif des paliers sont illustrés à la (figure II.01) Ces mouvements peuvent être du type suivant [3]:

- Translation (palier linéaire communément appelé glissières);
- Rotation (palier rotatif);
- Translation et rotation (palier mixte).

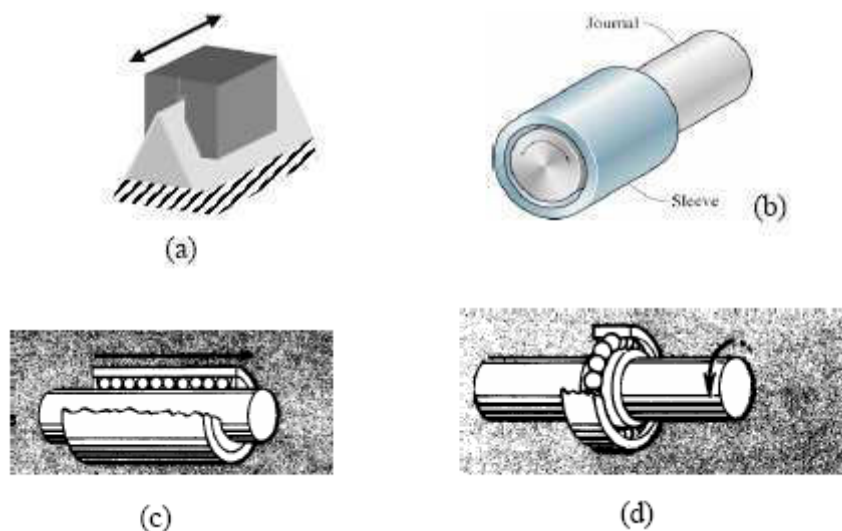


Figure II.01 : Différents types de paliers : (a) palier de translation lisse; (b) palier de translation et de rotation lisse; (c) palier de translation et de rotation à roulement; (d) palier de rotation à roulement [15].

II.1.1. Éléments constitutifs d'un palier lisse

Un palier lisse, linéaire ou rotatif, est constitué d'un *piédestal* en fonte ou en acier qui est destiné à être boulonné sur le bâti de la machine. La (figure II.02) illustre un palier lisse rotatif. Le piédestal est percé d'un trou dans lequel est ajusté un coussinet.

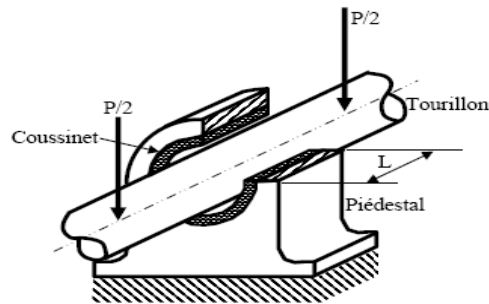


Figure II.02 : Éléments constitutifs d'un palier lisse [15].

Le coussinet doit être ajusté serré dans le piédestal, car il ne doit pas tourner. En général, le coussinet est fabriqué en *bronze* (alliage de cuivre et d'étain), en alliage d'aluminium ou avec un polymère thermoplastique comme le *nylon*, l'*acétal* ou un autre matériau de la même famille. D'une façon générale, le coussinet est fabriqué d'un matériau plus mou que le *tourillon*, qui constitue la partie mobile du palier. Le coussinet est mou pour pouvoir se déformer initialement et absorber les particules d'usure éventuelles et les corps étrangers qui peuvent pénétrer dans le palier. Le tourillon est en acier dur et lisse afin de résister à l'usure par abrasion. Pour que le tourillon puisse tourner dans le coussinet, il faut un *jeu* de fonctionnement radial, qui est faible et que l'on désigne par la lettre *C*. Le rapport R/C , où R désigne le rayon du tourillon, est compris entre 500 et 1000:



Figure II.03 : palier de support du compresseur.

II.2. Les paramètres du palier lisse

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition d'un palier cylindrique sont:

- Les paramètres géométriques : diamètre, longueur, jeu radial,
- Les paramètres cinématiques : vitesse de rotation, charge,
- Les paramètres dynamiques : charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif), vibrations...
- Les paramètres caractéristiques du lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.

Pour étudier le comportement dynamique des paliers lisses ; il est impératif de connaître les caractéristiques des paliers lisses [15].

II.2.1 Caractéristiques géométriques du palier lisse

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c et de longueur L (figure II.03) ainsi, un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs:

- Le jeu radial ($C = R_c - R_a$).
- Le jeu relatif (C/R) qui est de l'ordre de 10^{-3}
- Le rapport (L/D) de la longueur au diamètre du palier.

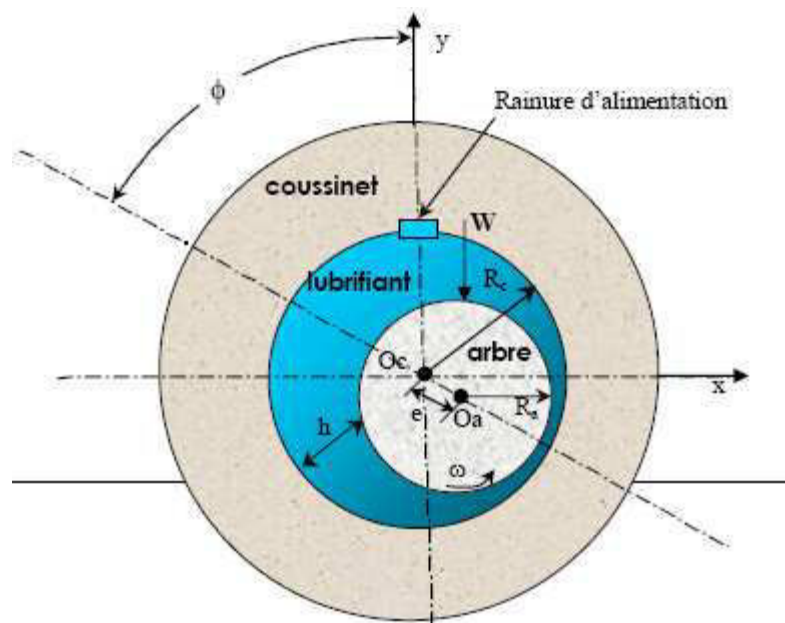


Figure II.04 : Section droite d'un palier lisse [8].

II.2.2. Phases de travail d'un palier lisse

Selon la valeur de L/D , le palier peut être court ($L/D \rightarrow 0$), long ($L/D \rightarrow \infty$) ou de Longueur finie. On rencontre ce type de palier dans les moteurs thermiques, les compresseurs, Les turbomachines, les alternateurs, les réducteurs, etc.

Pour $L/D \rightarrow \infty$, l'écoulement du fluide lubrifiant s'effectue seulement suivant la Direction circonférentielle du palier.

La (figure II.04) présente les trois phases que l'on peut observer lors de la mise en route sous charge d'un palier. Les points Oa et Oc représentent respectivement les centres géométriques de l'arbre et du coussinet, tandis que W désigne la charge extérieure appliquée à L'arbre.

A l'arrêt (figure II.04) l'arbre et le coussinet sont en contact, la génératrice commune est opposée à la charge et la distance $OcOa$ est égale au jeu radial C .

Au démarrage (figure II.04) l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit limite ou mixte. Le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par les surfaces de l'arbre et du coussinet. Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il ya création d'un champ de pression hydrodynamique. L'intégration de celui-ci sur la surface de l'arbre ou du coussinet donne la portance HD du palier qui s'oppose à la charge (figure II.04).

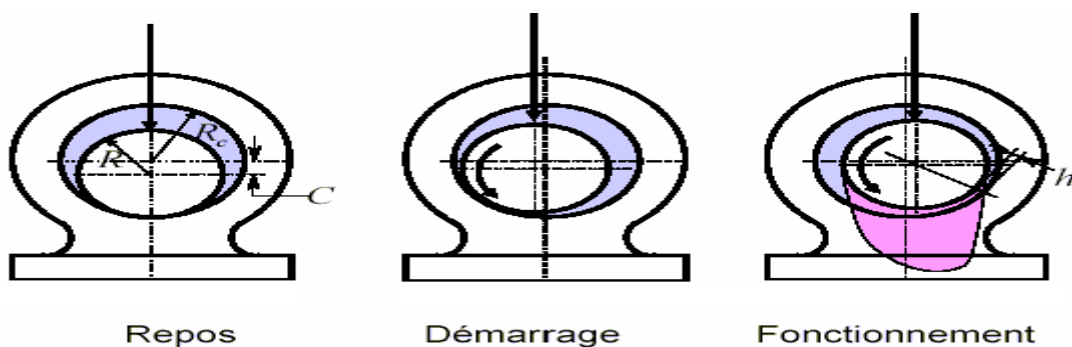


Figure II.05 : phases de travail d'un palier lisse [8].

II.2.3. Différents régimes de lubrification

La lubrification concerne tous les contacts pour lesquels un film mince visqueux est intercalé entre deux corps solides en mouvement relatif .les différents régimes de lubrification ont été présentés pour la première fois par Richard Stribeck en 1902 .la courbe de Stribeck (figure II.05) représente la variation de frottement en fonction de $\mu N / p$, cette courbe prend la même allure quelque soit le type de contact lubrifié .On distingue en général. Trois

zones correspondantes chacune à un type de lubrification dont la nature dépend aussi de la pression régnant dans le contact.

- ✓ Contact à basse pression ($0.1 < p < 50\text{MPa}$)
 - le régime limite ou onctueux ;
 - le régime mixte ;
 - le régime fluide ou hydrodynamique (HD).
- ✓ Contact à haute pression (contact hertzien lubrifié) (jusqu'à 3GPa)
 - le régime extrême pression (EP) ;
 - le régime mixte ;
 - le régime élastohydrodynamique² (EHD).

Deux caractéristiques permettent de distinguer trois zones, qui correspondent à des régimes de lubrification différents.

- Le rapport λ de l'épaisseur minimum du lubrifiant h par rapport à la rugosité des surfaces σ et La part de pression à l'interface supportée par les aspérités.

II.2.3.a. En régime limite où $h \ll \sigma$

La seule viscosité de l'huile ne suffit plus à empêcher l'apparition de contacts métal/métal et à prévenir, par voie de conséquence, l'usure rapide des mécanismes. Les deux surfaces antagonistes se retrouvent en contact ce qui génère un frottement élevé, pouvant conduire au grippage. Le frottement et l'usure sont déterminés par les propriétés des surfaces solides en mouvement et par les propriétés du lubrifiant autre que sa viscosité. Dans ces conditions, le rôle du lubrifiant se limite à évacuer la chaleur dégagée par le frottement et à transporter les additifs dans les zones frottées. Pour pallier à la défaillance de l'huile, on incorpore à celle-ci, en particulier, des additifs anti-usure et extrême pression. Ces composés agissent en formant par réaction chimique ou adsorption physique, un film protecteur des surfaces, appelé film limite ou tribofilm, substituant ainsi aux contacts métal/métal destructifs des contacts film/film. Comme la montre (*figure II.05*), les films minces formés sur les surfaces solides en régime de lubrification limite.

II.2.3.b. En régime mixte où $h \approx \sigma$

Les efforts de frottement résultent simultanément d'effets hydrodynamiques dans le film fluide, qui supporte une partie de la charge appliquée, et d'interactions entre les aspérités. Lorsque la sévérité du contact augmente, la part associée aux interactions entre les aspérités augmente, entraînant une augmentation du coefficient de frottement.

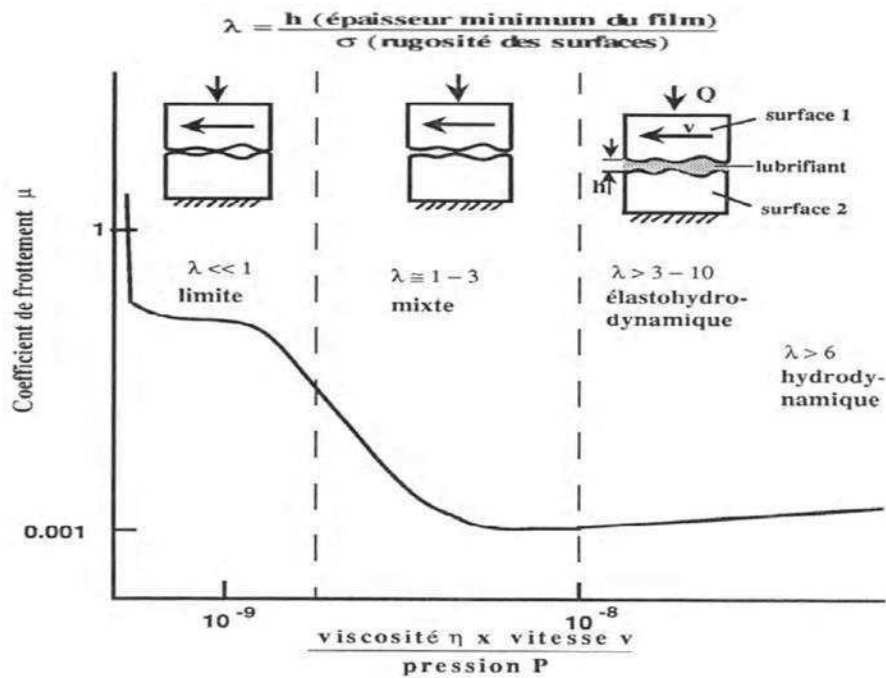


Figure II.06 : Schéma d'une courbe de Stribeck montrant les différentes zones d'évolution du frottement en fonction du paramètre $\eta V/P$ [9].

II.2.3.c. En régime hydrodynamique où $h \gg \sigma$

L'épaisseur du film lubrifiant est telle qu'il ya un équilibre entre efforts appliqués et portance hydrodynamique. Les charges appliquées peuvent entraîner une déformation élastique des surfaces dans le cas du régime élastohydrodynamique. L'épaisseur du film lubrifiant est fonction croissante de la viscosité du lubrifiant, de la vitesse des surfaces et est inversement proportionnelle à la charge appliquée. Dans les régimes de lubrification hydrodynamique et élastohydrodynamique, l'épaisseur du film d'huile à l'interface métallique est suffisante pour empêcher le contact des pièces en mouvement et éviter l'usure. Les coefficients de frottement sont, dans ces régimes, de quelques millièmes (en hydrodynamique) et quelques centièmes (en élastohydrodynamique)

🚦 Conditions du régime hydrodynamique :

- Film de lubrifiant épais $>$ hauteur des aspérités
- Régime dominé par l'écoulement visqueux
- Recherche d'une portance hydrodynamique
- Importance de la géométrie

Conclusion

❖ La lubrification est une opération indispensable et critique pour minimiser les pertes par frottement et l'usure dans les mécanismes des machines qui concernent notre étude sur les paliers hydrodynamiques (régime de lubrification hydrodynamique).

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

Pour contrôler ou surveiller les défauts au niveau des paliers nous avons appelée à l'analyse vibratoire.

Analyse Vibratoire

III.1. Introduction

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations [1].

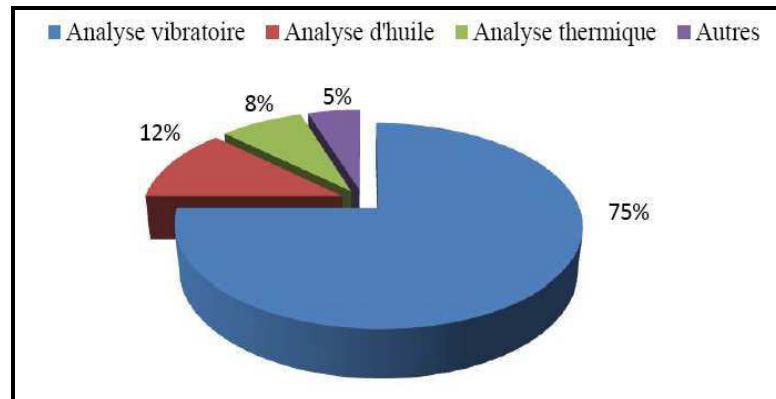


Figure III.01 : Pourcentage des différents paramètres mesurés à la maintenance Conditionnelle (unité COX 3).

III.2. Définition d'une vibration

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort (*figure III.02*) on constate qu'il se traduit par :

- ✓ Un déplacement : (unités courantes : mm, μm), la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre (distance).
- ✓ Une vitesse de déplacement : (unités courantes : m/s, mm/s), correspond à la variation du déplacement par rapport au temps (1 seconde).
- ✓ Une accélération : (unités courantes : mm/s^2 , m/s^2), correspond à la variation de la vitesse par rapport au temps (1 seconde).

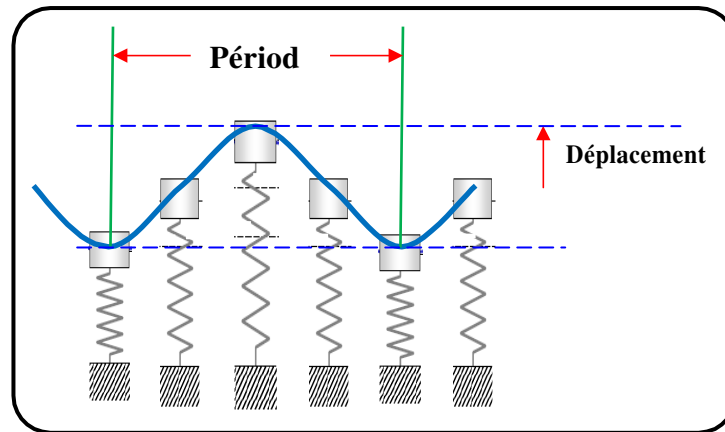


Figure III.02 : Mouvement d'une masse suspendue à un ressort [1].

III.2.1. Paramètres caractéristiques

Trois paramètres combinés caractérisent les vibrations [2]: le déplacement, la vitesse et l'accélération (figure III.03).

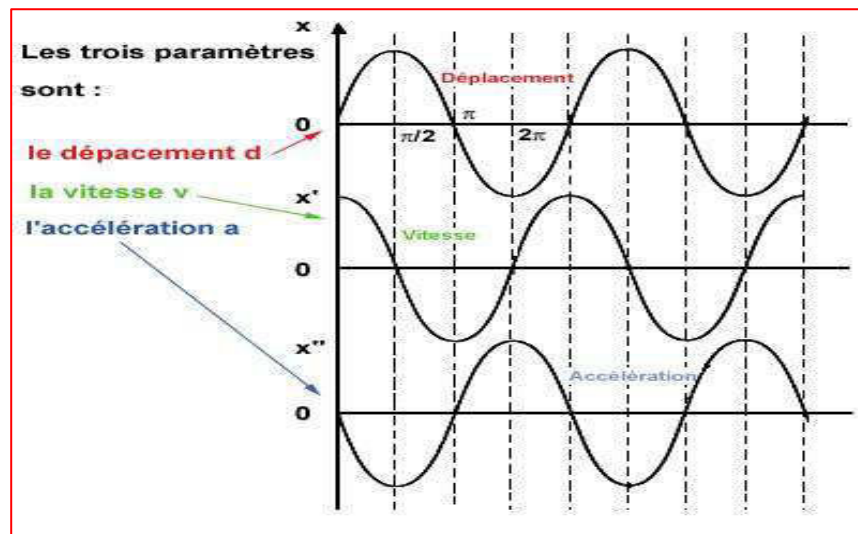


Figure III.03 : Les paramètres caractéristiques des vibrations.

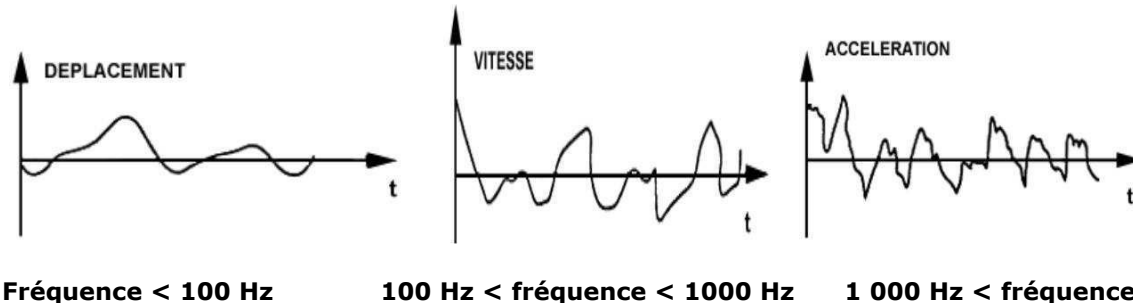
$$x(t) = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t);$$

$$x'(t) = \frac{dx}{dt} = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot A \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t);$$

$$x''(t) = \frac{d^2x}{d^2t} = -(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)^2 A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t);$$

🚧 Domaines d'utilisation

Le paramètre à mesurer dépendra de la fréquence du phénomène à étudier [2].



III.3. Types de vibrations

III.3.a. Vibrations transversales : les vibrations transversales sont les plus communes. Elles se produisent lorsqu'un objet est fléchi dans une direction perpendiculaire à son axe longitudinal. Un objet peut vibrer transversalement sans plier lorsqu'il n'est pas fixé à des supports rigides (*figure III.04, cas b*). Par exemple, les arbres des machines tournantes, les tuyaux et les tubes des échangeurs de chaleur peuvent être animés de vibrations transversales.

III.3.b. Vibrations longitudinales : des vibrations longitudinales se produisent lorsqu'un objet est sollicité par des forces longitudinales périodiques. Ces vibrations peuvent par exemple se produire dans les arbres des machines tournantes, les tuyaux et les grappes de combustible d'un réacteur.

III.3.c. Vibrations de torsion : des vibrations de torsion se produisent lorsqu'un objet est soumis à un mouvement angulaire périodique autour d'un axe de référence, généralement l'axe longitudinal de l'objet. Les arbres des machines tournantes et les lames des turbines et des compresseurs sont généralement animés de vibrations de torsion.

Un objet n'est presque jamais animé d'un seul type de vibrations périodiques qui s'exercent simultanément.

Certaines de ces forces produisent des vibrations transversales, tandis que d'autres produisent des vibrations longitudinales ou de torsion. En outre, chaque type de vibrations peut se produire selon différents modes. La (*figure III.04*) illustre certains de ces modes pour un arbre de diamètre constant animé de vibrations transversales : les modes **a**) et **b**) se rapportent à un arbre rigide reposant sur des paliers lâches ou souples et les modes **c**) et **d**), à un arbre reposant sur des paliers serrés et rigides.

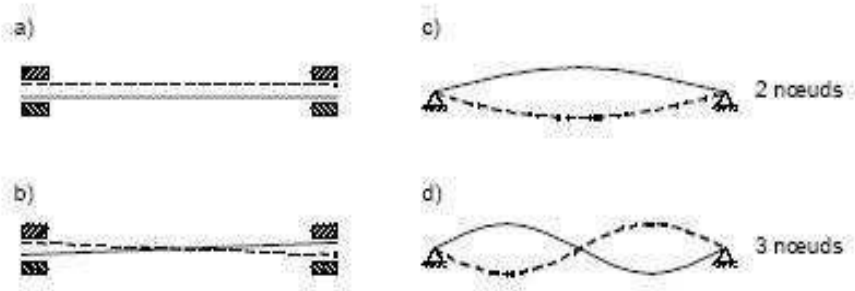


Figure III.04 : Modes de vibrations [4].

Le mode **(c)** est caractérisé par deux nœuds (points où le déplacement est nul) situés dans les paliers et le mode **(d)**, par trois nœuds : deux dans les paliers et un au centre. Il existe également d'autres modes caractérisés par 4 nœuds ou plus. En fait, pour chaque type de vibrations, un objet peut vibrer selon un nombre infini de modes.

Heureusement, les objets ne vibrent pas selon des modes caractérisés par un nombre élevé de nœuds parce que les fréquences propres de ces modes sont beaucoup plus élevées que les fréquences d'excitation.

La fréquence propre est une notion importante dont il faut tenir compte pour prévenir les vibrations excessives. Pour une raison qui sera expliquée plus loin, on doit éviter les situations dans lesquelles la fréquence d'excitation est égale à une des fréquences propres d'un objet. Il est donc essentiel de connaître les facteurs ayant une incidence sur la valeur des fréquences propres. Il sera alors plus facile de comprendre comment certaines conditions de fonctionnement peuvent modifier ces fréquences

III.4. Caractéristiques d'une vibration

Une vibration se caractérise principalement par sa **fréquence**, son **amplitude** et sa **nature**.

III.4.1. Fréquence : la fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz [Hz]. 1 hertz = 1 cycle/seconde $f = 1/T$ [4].

Il est intéressant parfois d'exprimer des phénomènes liés à la rotation en multiple ou ordre de la fréquence de rotation.

III.4.2. Amplitude : on appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre et on peut définir :

- l'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelée amplitude crête (A_c) ou niveau crête;

- l'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête (**Acc**) (*peak to peak*, en anglais) ou niveau crête-crête ;
- l'amplitude efficace (**Aeff**), aussi appelée **RMS** (*Root Mean Square*) ou niveau efficace [1].

Exemples

- Cas d'une vibration sinusoïdale

Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdal (*figure III.05*), l'amplitude efficace s'exprime en fonction de l'amplitude crête de la façon suivante:

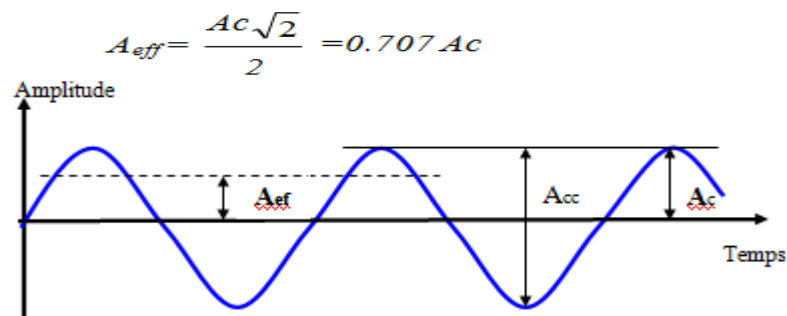


Figure III.05 : la représentation des différentes amplitudes (vibration sinusoïdale) [1].

- Cas d'une vibration quelconque

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque, il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (Ac) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) qui se définit mathématiquement par la relation:

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

Remarque

- La valeur de crête à crête indique la différence entre les amplitudes maximale et minimale du mouvement. C'est une quantité utile pour déterminer le déplacement d'un composant, déplacement qui peut être critique pour des considérations de contrainte maximale ou de jeu mécanique.
- La valeur de crête donne l'amplitude maximale et s'avère utile dans les mesures concernant les phénomènes de courte durée; les chocs en sont un exemple. Cependant, elle ne tient pas compte de l'évolution de la vibration dans le temps.

- La valeur efficace est la mesure la plus intéressante des amplitudes de vibration. En plus de tenir compte de l'évolution du signal dans le temps, le calcul de la valeur efficace est lié à l'énergie vibratoire et donc au « potentiel de détérioration » de la vibration.
- Le facteur de crête définit le rapport de la valeur de crête d'un signal à sa valeur efficace. D'après la définition du niveau efficace, le facteur de crête du mouvement sinusoïdal est environ 1,4. Plus la vibration devient impulsive, plus la valeur de crête augmente.

$$\text{Facteur de crête} = \frac{A_c}{A_{eff}}$$

III.5. Nature d'une vibration

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante:

- Les vibrations périodiques de type sinusoïdal simple (*figure III.06 a*) ou sinusoïdal complexe (*figure III.06 b*) représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements,...) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements, ...).
- Les vibrations périodiques de type impulsionnel (*figure III.06 c*) sont appelées ainsi par référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques, broyeurs à marteaux, compresseurs à pistons, ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ...
- Les vibrations aléatoires de type impulsionnel (*figure III.06 d*) peuvent, par exemple, être générées par un défaut de lubrification sur un roulement, la cavitation d'une pompe, ...

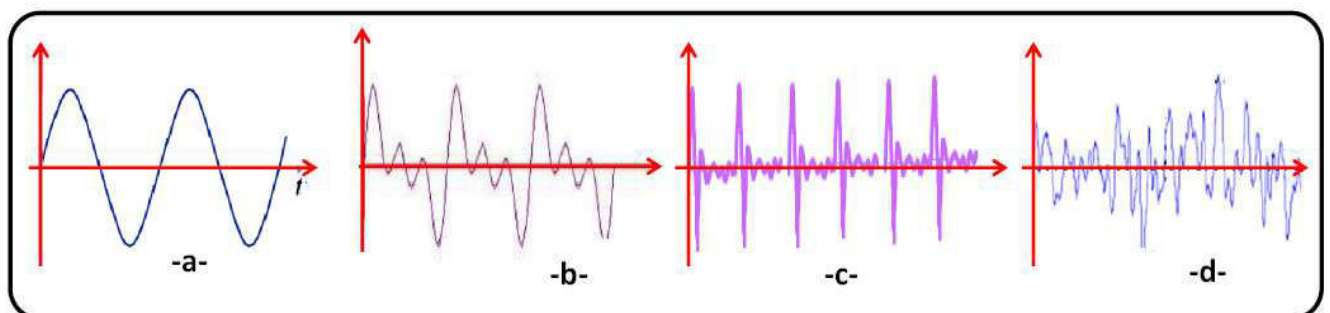


Figure III.06 : Nature d'une vibration [1].

III.6. Les capteurs de vibration

III.6.1. Les proximètres : le proximètre, ou sonde de proximité (*figure III.07*), est un capteur de déplacement sans contact qui produit un signal électrique directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor [1].



Figure III.07 : Proximètre [1].

III.6.2. Vélocimètres : les capteurs de vitesse, ou vélocimètres, sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. [1].



Figure III.08 : Capteurs de vitesse (vélocimètres) [1].

III.6.3. Les accéléromètres : un accéléromètre piézoélectrique (*figure III.09*), est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération [1].

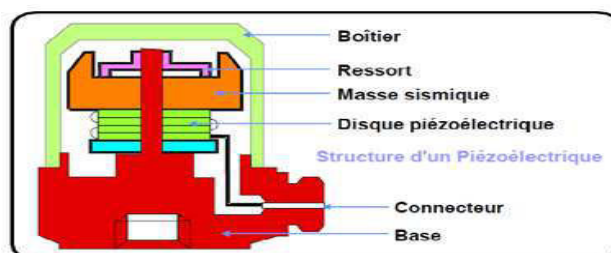


Figure III.09: Schéma de principe d'un accéléromètre [1].

III.7. Choix de l'emplacement de capteurs

III.7.1. Emplacement

dans le cas des machines tournantes, les principales mesures seront effectuées le plus souvent au droit des paliers qui sont les parties fixes les plus directement en relation avec les efforts appliqués à la partie mobile (*figures III.10 et III.11*). Ces efforts sont de deux types [1]:

- **Efforts tournants** : ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre, générés par exemple par un balourd ou un désalignement, et dont les amplitudes seront plus grandes dans le cas d'une mesure effectuée dans un plan radial ;
- **Efforts directionnels** : ce sont des efforts liés à une contrainte de l'arbre, générés par exemple par la tension d'une courroie (effort directionnel radial), ou un par le contact d'un engrenage conique (effort directionnel axial).

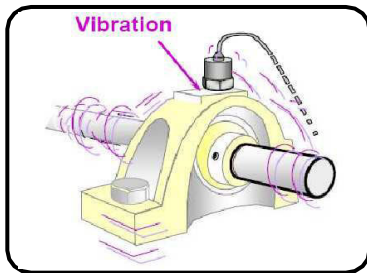


Figure III.10: Fixation du capteur sur palier [1].

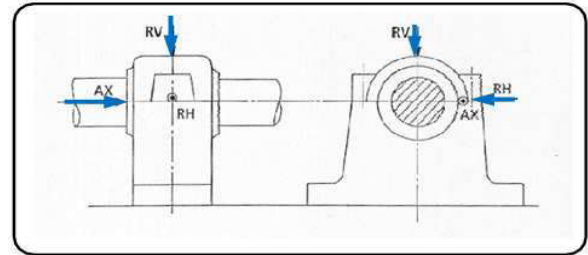


Figure III.11: Choix directionnel pour la prise de mesure [1].

III.7.2. Modes de fixation

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation (*figure III.12*).

Pour que les mesures soient fiables, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur

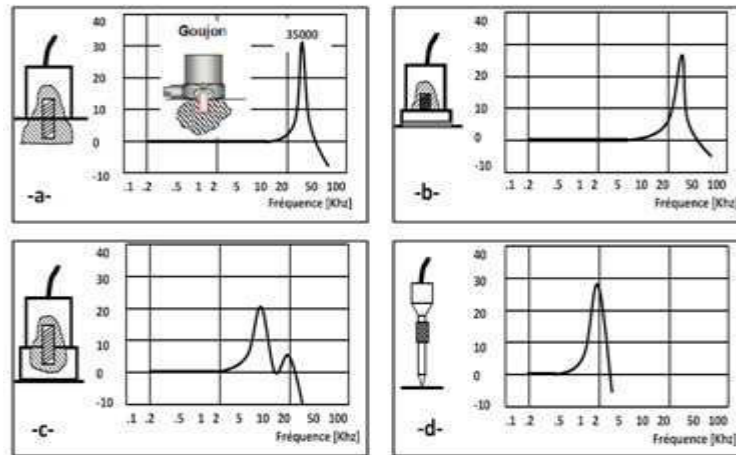


Figure III.12: Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation [1].

-a- fixation par goujon -b- fixation par embase collée -c- fixation par aimant -d- fixation par pointe de touche

III.8. Stratégies de surveillance vibratoire

III.8.1. Mesure vibratoire en niveau global

Cette stratégie de surveillance consiste à mesurer, à l'aide de capteurs, le niveau global d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération), à suivre son évolution dans le temps et à le comparer à des normes ou des mesures précédentes. Certes, toute évolution est due à une dégradation de la machine. Cela permet de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de faire une première idée des types de défauts qui affectent la machine, mais ne permet pas d'établir un diagnostic précis [1].

III.8.2. Analyse temporelle

Cette stratégie consiste à suivre, au cours du temps, le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement (étude de la vibration d'une turbine lors de son accélération ou sa décélération). Ce type de suivi est simple à exploiter lorsque le signal est simple mais il devient inexploitable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples.

III.8.3. Analyse spectral

L'analyse spectrale consiste à relever le signal vibratoire mesuré sur la machine et de procéder à une analyse systématique pour rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles

d'affecter l'installation considérée. Cela permet d'accéder au diagnostic, c'est à dire, d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible en préciser la gravité.

Anomalie	Vibration		Remarque
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0.42 à 0.48 FR	Radiale	Uniquement sur palier lisse hydrodynamique à grande vitesse.
Balourd	1 * FR	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux Mesures orthogonales.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 * FR	Radiale	Aucun déphasage sur deux Mesures
Défaut d'alignement	2 * FR	Axiale et Radiale	Vibration axiale plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart ingulaire
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite.
Excitation Hydrodynamique	Fréquence de Passage des aubes	Axiale et Radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquence	Axiale et Radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages.

Tableau III.01 : Défaits et fréquences correspondants [14]

Conclusion

La surveillance par analyse de vibration était destinée à assurer la protection d'une machine en déclenchant ou en générant des alarmes avant que ne surviennent des dégradations graves.

Elle doit maintenant permettre de détecter à un stade précoce l'existence d'un défaut, d'identifier la nature, de déterminer la gravité et suivre l'évolution. Les informations fournies doivent permettre la planification des arrêts préventifs pour remise en état au meilleur moment.

Mais l'utilisation de l'analyse vibratoire comme un outil unique ne suffit pas pour un diagnostic parfait, il faut intégrer d'autres techniques telles que l'analyse d'huile.

Analyse des huiles

IV.1. Introduction

En simple terme le rôle principal d'un lubrifiant est de réduire le frottement et l'usure des surfaces en mouvement relatif, donc de point de vu tribologique le lubrifiant forme dans un contact entre deux corps, glissant l'un sur l'autre, un troisième corps (film) qui sépare ces deux derniers. [10].

IV.2. Rôles et fonctions des lubrifiants

Le lubrifiant est un liquide en contact avec les composants d'une machine, il véhicule donc des **informations** relatives à la machine, son rôle est de :

- **Réduire les frottements** : réduction des résistances passives des organes de machine au démarrage et en marche normale. Cela se traduit par une réduction de l'énergie consommée par le système mécanique d'où amélioration de son rendement.
- **Diminuer l'usure et la corrosion** : le lubrifiant permet de prolonger la vie des mécanismes. L'usure apparaît sous différentes formes :
 - ✓ Usure adhésive : par contact – métal, micro soudures, transfert métallique. C'est la plus courante et elle est due à une mauvaise conception ou à une mauvaise utilisation des machines (charge, vitesse, température,) ou à un mauvais lubrifiant. Elle impliquera à la formation de fragments métalliques ou d'oxydes.
 - ✓ Usure abrasive : rayage d'une surface par les aspérités ou par des particules véhiculées par le fluide (poussières, résidu etc.).
 - ✓ Usure corrosive : attaque chimique suivie par l'enlèvement des produits de réaction par action mécanique (frottement) ou apparition de rouille lors de l'arrêt de machine en milieu humide.
 - ✓ Usure par fatigue : enlèvement de particules détachées par fatigue mécanique superficielle produite par l'accumulation de contraintes cycliques (alternance de charges élevées et faibles).
- **Refroidir par évacuation des calories** : le lubrifiant participe à l'échange de chaleur et l'évacuation de chaleur : refroidissement des transformateurs, des outils de coupe en usinage, des moteurs à combustion interne etc.
- **Assurer l'étanchéité aux gaz et aux liquides** : dans les moteurs et les compresseurs, l'étanchéité garantit un rendement maximum, dans les roulements, les graisses empêchent en permanence la contamination par des poussières.

- **Evacuer les impuretés** : le fluide véhicule les impuretés (boues, silice, particules métalliques etc.) vers des filtres des épurateurs. Important dans les moteurs à combustion interne.
- **Transmettre l'énergie** : c'est le cas des applications hydrauliques ou le rôle de huile est essentiel.
- **Finalité** :
 - ✓ Préserver l'état du matériel lubrifié et son lubrifiant,
 - ✓ Minimiser les consommations de lubrifiants.

IV.3. Types de lubrifiants

Selon leur état physique, les lubrifiants peuvent se classer en produit gazeux, liquides, semi solides, et solides :

- **lubrifiants gazeux** : ils sont utilisés dans les mécanismes peu chargés, tournant à très grande vitesse que les rectifieuses à grande vitesse, circulations de gaz pour réacteurs nucléaires ainsi que dans les mécanismes fonctionnant à hautes températures tels que les propulseurs à réaction, avec les gaz, le coefficient de frottement est extrêmement faible, leur viscosité varie avec la température.
- **lubrifiants liquides** : les lubrifiants liquides sont très utilisés dans les mécanismes chargés telle que les paliers radiaux, les engrenages, la séparation des surfaces métalliques. Parmi les lubrifiants liquides, les huiles minérales d'origines pétrolière sont les plus utilisées, et il y a aussi les huiles d'origines végétale et animale, les huiles synthétiques comme les esters, les silicones.

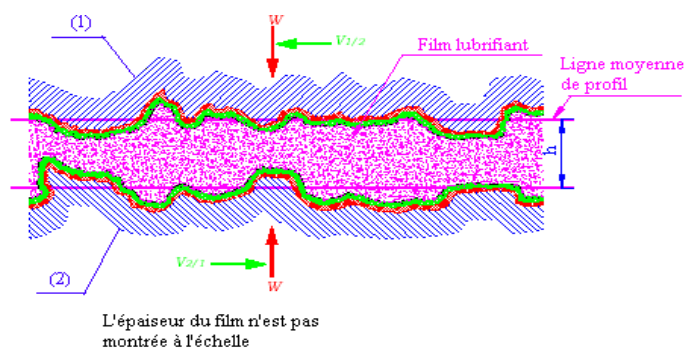


Figure IV.01 : Film lubrifiant entre deux surfaces [10].

- **Lubrifiants semi solides (graisses)** : les graisses sont essentiellement composées d'un mélange d'huile et d'un épaisissant en général un savon métallique, l'huile est emprisonnée dans les poches entre les aspérités des surfaces, ceci crée une pression hydrostatique. Les graisses ont pour fonction :

- ✓ adhérer aux surfaces ;
- ✓ garder l'huile entre les surfaces à lubrifier ;
- ✓ garder les contaminants à l'extérieur (rôle de joint étanche) ;
- ✓ demeurer stable après avoir absorbé des contaminants.
- **Lubrifiant solides** : c'est un matériau solide ayant des caractéristiques d'une lubrification hydrodynamique, les corps les plus utilisés sont : le graphite, le bisulfure de molybdène (MoS_2) et le dicromite (WS_2). Les principales propriétés des lubrifiants solides sont :
 - ✓ une bonne adhérence à la surface ;
 - ✓ une faible résistance au cisaillement ;
 - ✓ une bonne résistance à la température élevée.

IV.4. Les principales caractéristiques des lubrifiants

Les principales caractéristiques des lubrifiants qui sont la clef de toute investigation sont :

- La viscosité ;
- L'onctuosité ;
- La stabilité à l'oxydation ;
- La stabilité et la compatibilité ;
- La détergence et la dispersivité ;
- L'acidité ;
- La basicité ;
- La désémulsibilité.

✚ **La viscosité** : la viscosité est l'une des propriétés les plus importantes en lubrification des paliers, des engrenages et des systèmes hydrauliques où le régime de fonctionnement est hydrodynamique. Celle-ci détermine les pertes en frottement, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile.

- ✓ **Définition de la viscosité** : selon la norme N.F.T 60-100 de novembre 1959 : « **la viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein** ».
- ✓ **Détermination de la viscosité** (*figure IV.02*) : considérons deux surfaces, qui sont séparées par un fluide, la distance entre les deux surfaces est caractérisée par (h) qui est l'épaisseur du fluide. On suppose qu'une surface fixe et l'autre en plein mouvement avec une certaine vitesse (V) à cause d'une force (F). Les expériences montrent qu'il existe une proportionnalité entre la

force F et la surface déplacée dans le plan de ce fluide d'une part, le quotient de la vitesse de déplacement (V) et la distance entre les deux surfaces (h) d'autre part donc :

$$\frac{F}{S} = \eta \times \frac{V}{h} \dots \dots \dots (01)$$

Avec :

S : la surface de contact du fluide en (m^2).

η : le coefficient de proportionnalité, il caractérise la viscosité dynamique en (poise).

On sait que : le rapport (F/S) est la contrainte de cisaillement du fluide (N). Ainsi que (V/h) est le taux de cisaillement du fluide (D).

Alors la viscosité dynamique devient :

$$\eta = \frac{\text{Contrainte de cisaillement}}{\text{Taux de cisaillement}} = \frac{N}{D} \dots \dots \dots (02)$$

La viscosité cinématique est la viscosité dynamique rapportée à la masse volumique du fluide, donc :

$$\nu = \frac{\eta}{\text{Masse Volumique}} = \frac{\eta}{\rho} \dots \dots \dots (03)$$

Avec :

ν : [m^2 / S] ou en centistoke (cst), $1 \text{cst} = 10^{-6} m^2/s$;

ρ : [Kg / m^3].

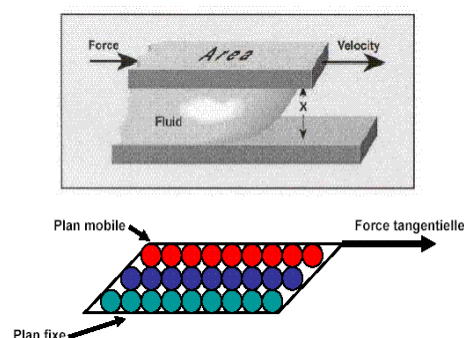


Figure IV.02: Détermination de la viscosité [7].

- ✓ **Variation de la viscosité avec la température** : loi de la variation : en général les fluides ont une viscosité qui dépend très largement de la température. La viscosité des huiles est une fonction décroissante de la température, elle chute très rapidement aux températures élevées.

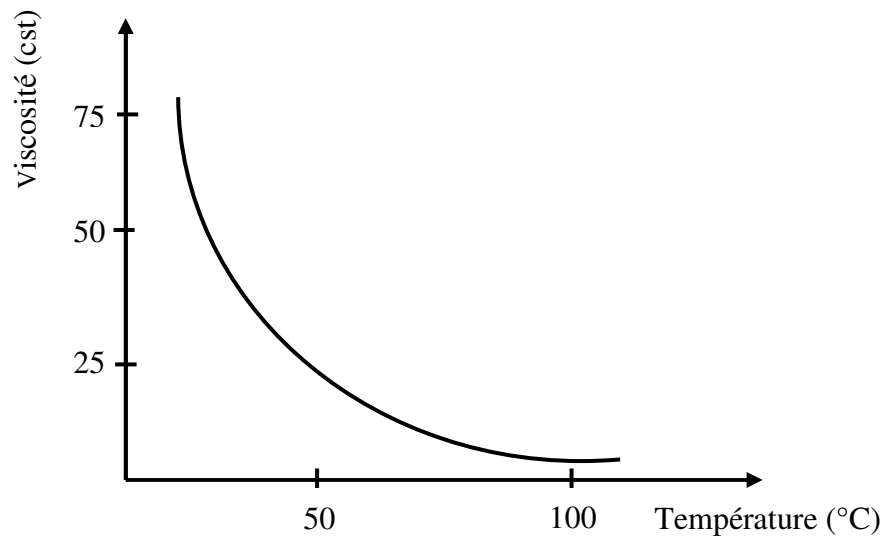


Figure IV.03: Variation de la viscosité cinématique en fonction de la température [7].

Pour une huile lubrifiante on peut poser :

$$\mu (T) = \mu_0 e^{-\frac{E}{T}} \dots\dots(04)$$

Avec : $E = A + BT + CT^2$

Où : μ_0 : la viscosité dynamique ; T : température absolue.

Et a, b, c sont des constantes à déterminer pour chaque lubrifiant.

✚ **L'onctuosité** : pour assurer leur fonction de réduction des frottements et de réduction de l'usure, les lubrifiants doivent posséder une « **onctuosité** » qui est en relation avec l'adhésivité des molécules d'huiles sur les surfaces métalliques et avec l'absorption des molécules d'additifs à l'interface huile -métal (**formation d'épilament**). Elle dépend donc de la constitution chimique de l'huile de base et de ses additifs ainsi que de la nature des surfaces métalliques.

✚ **Stabilité à l'oxydation**

- ✓ L'oxydation est la réaction chimique résultant de la combinaison de l'oxygène de l'air avec les huiles minérales.
- ✓ L'oxydation est favorisée par les températures élevées, la présence de particules provenant de l'usure (**les fines particules de fer et de cuivre sont les catalyseurs de l'oxydation**).
- ✓ Les produits qui résultent de l'oxydation sont indésirables parce qu'ils sont solubles dans l'huile, l'acidifient (**provoque de la corrosion et des piquages de la surface métallique**).
- ✓ L'oxydation est inhibée au moyen d'additifs antioxydants.

✚ Stabilité et compatibilité

- ✓ La stabilité signifie une bonne homogénéité (**diversité des constituants**) du lubrifiant, une bonne stabilité au stockage et une qualité constante dans le temps.
- ✓ Le lubrifiant doit être compatible avec les autres lubrifiants prévus pour le même usage, il doit empêcher la formation de mousses abondantes ou d'émulsions, et il doit posséder une compatibilité avec les joints en élastomères (**ne pas provoquer leur gonflement ni altérer leurs propriétés mécaniques**).

✚ L'acidité

- ✓ L'acidité est une conséquence des phénomènes d'oxydation et de pollution.
- ✓ Elle est fortement dépendante des contraintes appliquées (**moteurs à combustion, turbines, hydraulique etc.**).
- ✓ Elle est mesurée selon la méthode **ASTM D664 (TAN = TOTAL ACID NUMBER)**.
- ✓ Ce paramètre est indispensable pour juger de l'état d'une charge d'huile et pour recommander les périodicités de remplacement.
- ✓ Elle est déterminée par l'indice qui est le nombre de milligramme de potasse (KOH) nécessaire pour neutraliser les acides contenus dans un gramme d'huile.

✚ Basicité

- ✓ La basicité caractérise la réserve alcaline pour neutraliser les produits acides en provenance de la combustion, elle est fortement dépendante du type de moteur (**moteur marin lent à grosse ou a piston semi-aride, moteur diesel rapide**).
- ✓ Elle est mesurée selon la méthode **ASTM D2896 (TBN = TOTAL BASE NUMBER)**.
- ✓ Ce paramètre est très indispensable pour juger de l'état d'une charge d'huile et pour recommander les périodicités de remplacement.

✚ Désémulsibilité

- ✓ Les propriétés de désémulsibilité permettent la séparation rapide en deux phases de l'huile et de l'eau. Elles sont naturellement bonnes pour les huiles modernes ayant une excellente stabilité chimique.
- ✓ Ces propriétés sont altérées par la présence d'impuretés et de corps étrangers (**poussières, particules d'usure, produits de corrosion**).

- ✓ Elles sont modifiées par l'emploi d'additifs spécifiques dans un sens comme dans l'autre (briseurs d'émulsion ou agents émulsionnants).

✚ **Détergence et dispersivité**

- ✓ Le but est de combattre la formation de dépôts résineux ou carbonneux à chaud et froid et de se protéger contre les corrosions (**souffre de combustion**).
- ✓ Les moyens consistent en accumulant une réserve suffisante d'alcalinité afin de neutraliser les acides dès leur formation, de protéger les surfaces métalliques par absorption de certains additifs qui empêchent possible de solubiliser des produits d'oxydation précurseurs de dépôts et de disperser des produits en suspension pour éviter leur agglomération et l'obstruction des circuits de graissage.

IV.5. Additifs ou dopes

Les propriétés de bases utilisées sont généralement modifiées par les composés de structures chimiques très variées, appelés additifs ou dopes.

- **Anti-oxydant** : retarde l'oxydation de l'huile en présence d'oxygène;
- **Anti-mousse** : détruit la stabilité des bulles d'air formant la mousse;
- **Améliorant d'indice de viscosité** : réduit la variation de viscosité en fonction de la température;
- **Abaisseur de point de congélation** : empêche l'agglomération des microcristaux de paraffine formés à froid;
- **D'onctuosité** : améliore l'adsorption des molécules d'huiles sur la surface métallique.

IV.6. Huile utilisée par l'unité

L'huile utilisée pour la lubrification du compresseur de l'unité COX est **TORBA68**. Les huiles TORBA sont spécialement élaborées pour répondre aux exigences de lubrification des paliers, ainsi que de nombreux organes rattachés à leur technologie (multiplicateurs, certains circuits de régulation, circuits hydrauliques etc.), ils sont également utilisées pour la lubrification des turbo - alternateurs et des **turbocompresseurs**.

IV.6.1. Fiche technique (NAFTAL)

Dont les caractéristiques de TORBA68 sont les suivantes :

- Humidité < 5000 ppm.
- Acidité < 0.07mg de KOH/g d'huile.
- Viscosité 48 ÷ 89 (cst) à 38° c.
- Densité [0.858 ÷ 0.880] Kg/L.

Conclusion

L'analyse d'un échantillon d'huile prélevé peut alors suffire à révéler l'usure anormale de l'un des composants, le mauvais état d'un filtre, ou encore la dégradation du lubrifiant (suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée, etc.).

Expérimentation

V.1.Introduction

Les paliers dans le turbocompresseur constituent des composants impératifs pour le support des charges et le guidage en rotation des arbres. Alors, on doit connaître le régime de fonctionnement de ce dernier.

Le turbocompresseur est une machine vitale d'un processus de production d'oxygène, l'argon au central (COX) et Hadjar des pannes peut s'avérer lourde de conséquence : l'arrêt de la production imprévue et les pertes économiques qui en découlent.

Il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante, mais la combinaison et l'association de plusieurs méthodes permettent un diagnostic plus fiable et plus rapide.

Dans ce qui suit, nous allons présenter quelques méthodes d'analyse qui concernent deux outils [15].

Parmi d'autres de la maintenance conditionnelle :

- L'analyse vibratoire à travers les courbes de tendances (valeurs du niveau global, contenus fréquentiels des signaux).
- L'analyse des huiles

V.2. Comportement hydrodynamique du palier

Les paliers hydrodynamiques, en régime de fonctionnement, travaillent dans le domaine de frottement liquide, c'est-à-dire que les surfaces du coussinet et du tourillon sont séparées par un film d'huile. La condition fondamentale, pour que les paliers hydrodynamiques puissent fonctionner convenablement, est la lubrification impeccable. Pour qu'un tel fonctionnement soit assuré, il faut que [15]:

- ✚ les surfaces en regard doivent former un mouvement relatif ;
- ✚ Les surfaces en regard doivent former un coin convergent dans le sens du mouvement ;
- ✚ Le lubrifiant doit avoir une certaine adhésivité par rapport aux surfaces en regard.

Les caractéristiques géométriques d'un palier lisse sont :

- Le diamètre de l'arbre (tourillon) d ,
- Le diamètre du palier (coussinet) D ,
- La longueur du palier (coussinet) B ,
- Le jeu diamétral j ($j = 2 \times S = (D - d)$),
- L'épaisseur du film d'huile h_0 ,

La force radiale extérieure **F** ou la portance **W (F=W)**, la viscosité dynamique η ainsi que la vitesse angulaire ω sont d'autres paramètres caractérisant un palier lisse (figure V.01).

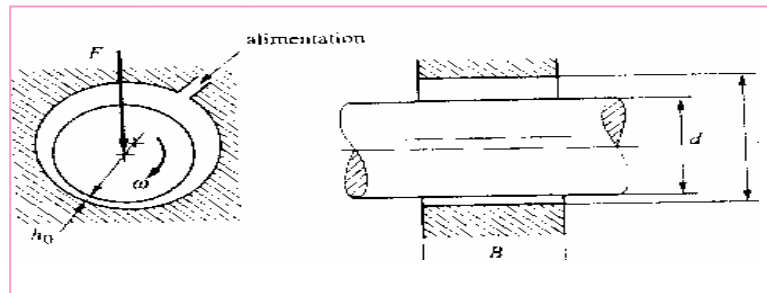


Figure V.01 : Les caractéristiques géométriques d'un palier lisse [15].

- ❖ **Frottement :** en 1785, Coulomb constata que la force de frottement F_r entre deux corps solides dans le plan des surfaces de glissement est de sens opposé au mouvement et proportionnelle à la force normale (qui est ici la force radiale F) :

$$F_r = \mu \times F \dots \dots \dots (01)$$

μ : coefficient de frottement.

Lors de cette constatation, Coulomb affirmait que le coefficient de frottement ne dépendait que des matériaux des corps en contact et en mouvement relatif.

Type de frottement	Matériaux et type de lubrifiant	μ
Frottement sec	Acier ou bronze sur fonte grise, acier sur bronze	0.2
Frottement mixte	Lubrification simple à travers un trou	0.08
	Lubrification par mèche ou goutte.	0.06
	Lubrification par bague	0.02
	Lubrification sous pression	0.01
Frottement liquide	Valeurs atteintes suivant la viscosité et la qualité de surface	0.006-0.0015

Tableau V.01 : Représentation de quelques valeurs référentielles du coefficient de frottement μ [15].

❖ **Paramètres caractéristiques d'un palier lisse**

Un palier lisse est constitué de deux éléments, l'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c et de longueur L. Ainsi un palier peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins (figure V.02). Il est caractérisé par trois grandeurs :

- le jeu radial ($C=R_c-R_a$) ;
- le jeu relatif (C/R) qui est de l'ordre de 10^{-3} ;
- le rapport (L/D) de la longueur sur le diamètre du palier.

Un film d'huile d'épaisseur h sépare l'arbre du coussinet.

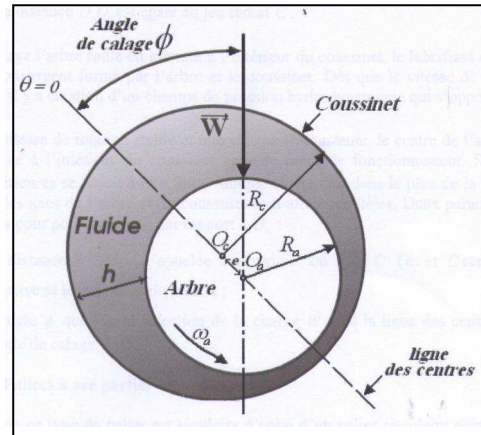


Figure V.02 : Section droite d'un palier lisse [15].

❖ Détermination du nombre de Sommerfeld

Nous allons commencer nos calculs par la détermination du nombre de Sommerfeld, qui est l'indicateur principal de l'état hydrodynamique des paliers lisses, de ce fait nous allons déterminer, tout d'abord la pression moyenne :

$$P_m = \frac{W}{(B \times d)} \dots \dots \dots (02)$$

B : longueur du coussinet en mm,

d : diamètre du tourillon en mm.

Et comme $F = W$ donc on peut écrire :

$$P_m = \frac{F}{(B \times d)} \dots \dots \dots (03)$$

Le jeu diamétral j dans le palier, qui est toujours supérieur à l'épaisseur du film h_0 , est défini comme étant la différence des diamètres ($D - d$), ou **D** exprime le diamètre du coussinet et **d** le diamètre du tourillon. Avec l'augmentation de la vitesse de rotation du tourillon, on remarque une diminution de l'excentricité e et une augmentation de l'angle de calage Φ .

Pour la suite il est plus intéressant d'utiliser des valeurs relatives telles que :

- Jeu relatif : $\Psi = \frac{j}{D}$
- Epaisseur relative du film : $\delta = \frac{2 \times h_0}{S}$ avec $h_0 = \frac{j}{2} - e$

- Excentricité relative de l'arbre : $\varepsilon = \frac{2 \times e}{j}$
- Rapport de longueur sur diamètre de coussinet : $\beta = \frac{B}{D}$

Le rapport B/D est la caractéristique principale d'un palier lisse.

On peut décrire l'état de fonctionnement d'un palier lisse dans le domaine du frottement liquide par l'expression suivante :

$$P_m = \frac{(S \times \eta \times \omega)}{\psi^2} \dots \dots \dots (04)$$

P_m : pression moyenne en N/mm².

S : nombre de sommerfeld.

η : Viscosité dynamique en N.s/mm².

ψ : Jeu relatif.

ω : Vitesse de rotation en rd/s.

Après transformation on obtient :

$$S = \frac{(P_m \times \Psi^2)}{(\eta \times \omega)} \dots \dots \dots (05)$$

Le nombre de Sommerfeld S est une grandeur caractéristique décrivant le comportement d'un palier en fonctionnement, VOGELPOHL différencie :

- Les paliers hautement chargés (**S > 1**),
- Les paliers à grandes vitesses (**S < 1**),

et définit le coefficient de frottement comme suite :

- Pour S < 1 on obtient : $\mu = \frac{(3 \times \Psi)}{S} \dots \dots \dots (06)$

- Pour S > 1 on obtient : $\mu = \frac{(3 \times \Psi)}{\sqrt{S}} \dots \dots \dots (07)$

Des formules pour le calcul approximatif de la plus petite épaisseur h₀ du film d'huile pour les différents domaines du nombre de Sommerfeld ont été élaborées :

- Pour S > 1, on obtient : $h_0 = \frac{j}{2} \times \frac{1}{(2 \times S)} \times \frac{(2 \times \beta)}{(1 + \beta)} \dots \dots \dots (08)$

(Cela est valable pour 0 < β ≤ 2)

- Pour S < 1, on obtient : $h_0 = \frac{j}{2} \times \left[1 - \frac{S}{2} \times \frac{(1 + \beta)}{(2 \times \beta)} \right] \dots \dots \dots (09)$

(Cela est valable pour 0.5 ≤ β ≤ 2).

✚ Application numérique

Pour notre cas, nous avons les paramètres géométriques suivants :

Diamètre du tourillon d (mm)	Diamètre de l'alésage D (mm)	Longueur du palier B (mm)	Jeu de marche j (mm)	Vitesse de rotation n (tr/min)	Poids de l'arbre (kg)	Débit de la pompe (l/min)	Volume de l'huile (L)
124,75	125	100	0.25	6259	3300	680	25

Tableau V.02 : Paramètres géométriques du palier [11].

Nous avons la formule (07) indiquant la pression moyenne, en appliquant les paramètres nous aurons :

$$P_m = \frac{(1650 \times 9.8)}{(100 \times 124,75)} \quad (\text{En prenant } g = 9.80)$$

$$P_m = 1,2961 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

✚ **Remarque** : chaque palier supporte un poids de $(3300\text{Kg} \div 2)$ ce qui veut dire une charge de 1650 Kg uniformément répartie sur les deux paliers.

En remplaçant p_m dans la formule n°09, il s'ensuit que :

$$S = \frac{\left\{ (1,2961) \times \left(\frac{0.25}{125} \right)^2 \right\}}{\left\{ 9106810^{-6} \times \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 6259}{60} \right) \right\}}$$

$$S = 0,1278$$

Avec :

$$j = D - d = 125 - 124,75 = 0.25\text{mm}$$

$$\Psi = \frac{j}{D} = \frac{0.25}{125} = 0,002$$

$$v = 68\text{cst}$$

La viscosité dynamique est liée à la viscosité cinématique par la formule suivante :

$$\eta = \rho \times v = 910 \times 68.10^{-6}$$

$$\eta = 0.0618810^{-6} \text{ N.S} / \text{mm}^2$$

Interprétation

$S < 1$ ce qui montre que nous sommes dans le cas où l'arbre tourne à une grande vitesse. La vitesse de rotation est de 6259 tr/min.

Le Tableau suivant indique la nature de contact (arbre/coussinet), pour les différentes valeurs du nombre de Sommerfeld :

Nature du contact	Nombre de Sommerfeld
Arbre en acier/coussinet en bronze	$20 \cdot 10^{-8}$
Arbre rectifié en acier traité/coussinet en bronze	$5 \cdot 10^{-8}$
Surfaces super fines	$2 \cdot 10^{-8}$

Tableau V.03 : Nature du contact [15].

En déterminant le nombre de Sommerfeld, d'autres calculs interviennent ; tels que :

➤ **Détermination de l'excentricité relative**

L'abaque n°02 donne la valeur de ε pour différentes valeurs du rapport $\frac{B}{D}$

$$B = 100, D = 125, \beta = \frac{B}{D} = \frac{100}{125} = 0.8, \text{ Avec } S = 0.1278$$

On a :

$$S^* = S \cdot (B/D)^2 \quad \text{Sachant que} \quad \frac{B}{D} = \frac{100}{125} = 0.8 \text{ donc : } S^* = 0,0817$$

On trouve $\varepsilon = 0.7$

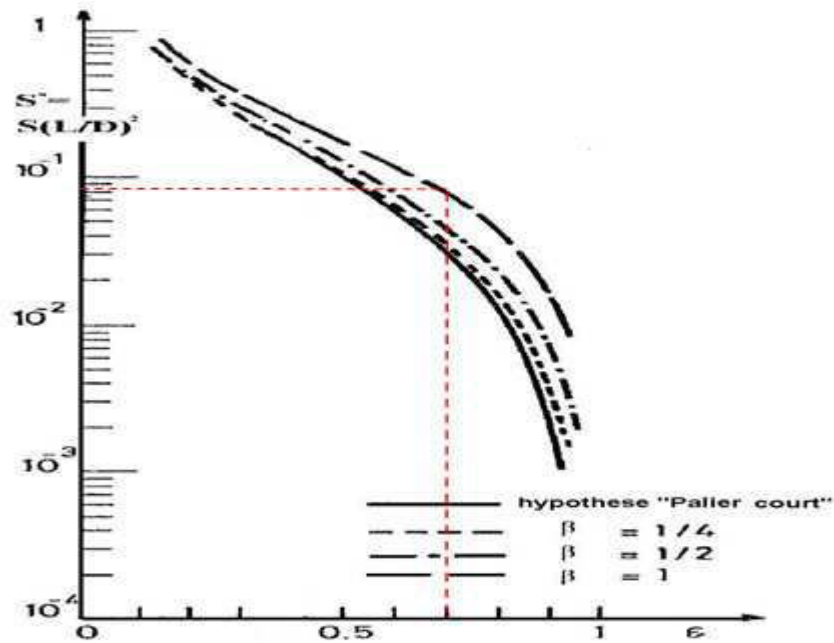


Figure V.03 : Abaque « 01 » [15].

➤ **Connaissant ϵ et j , il s'ensuit que : l'excentricité e sera**

$$e = \frac{j \times \epsilon}{2} = \frac{0.25 \times 0.7}{2} = 0.0875 \text{ mm}$$

$$e = 0.0875 \text{ mm}$$

➤ **Détermination de l'angle de calage**

L'abaque n°03 permet la détermination de l'angle de calage Φ .

Pour $\beta = 0.8$, $\epsilon = 0.7$.

Nous avons $\Phi = 43^\circ$

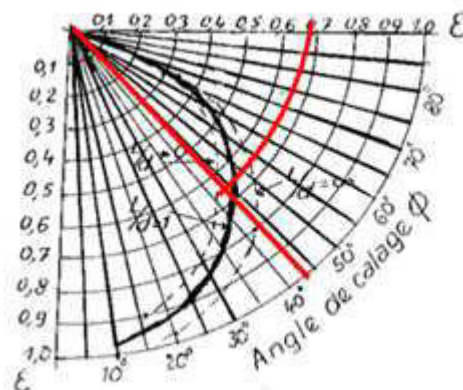


Figure V.04 : Abaque « 02 » [15].

➤ **Détermination de la hauteur minimale du film d'huile**

L'épaisseur du film d'huile est déterminée par la formule suivante :

$$h_0 = \frac{j}{2} - e = \frac{0.25}{2} - 0.0875 = 0.0375 \text{ mm}$$

$$h_0 = 0.0375 \text{ mm}$$

➤ **Détermination du coefficient de frottement μ**

D'après la formule (10) :

$$\mu = \frac{(3 \times 1.248410^{-3})}{0.0362} = 0.046$$

➤ **Détermination de la rugosité**

La rugosité doit donc rester nettement inférieure à la hauteur minimale h_0 , généralement :

$$\sigma \leq \frac{1}{4} \times h_0$$

$$\text{Donc : } \sigma \leq \frac{1}{4} \times 0.0375 = 9.375 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

➤ **Détermination du régime de lubrification**

- ❖ en régime limite où $h \ll \sigma$.
- ❖ en régime mixte où $h \approx \sigma$.
- ❖ en régime hydrodynamique où $h \gg \sigma$.

Dans notre cas : $h = 0,0375$ et $\sigma = 9.375 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

➤ **Détermination de la puissance perdue dans le palier**

Nous utiliserons la formule suivante, donnant la puissance perdue P_f en Kw, avec les unités adoptées précédemment :

$$P_f = n^2 \times d^2 \times B \times \nu \times \frac{d}{j} \times 1.48 \times 10^{-17}$$

- n : vitesse de rotation en tr/s,
- d : diamètre du tourillon en mm,
- B : largeur du palier en mm
- ν : la viscosité cinématique en cst,
- J : jeu diamétral en mm,

$$P_f = (104.31)^2 \times 124.75^2 \times 100 \times 68 \times \left(\frac{124.75}{0.25} \right) \times 1.48 \times 10^{-17} = 8.503 \text{ W}$$

➤ **Détermination du débit d'huile dans le palier**

Connaissant la vitesse tangentielle du palier, V_t (m/s), l'épaisseur du film d'huile h_0 (m), la longueur du palier B (m), le volume d'huile entraîné serait en m^3/s

$$Q_0 = 1.5 \times \frac{V_t}{2} \times h_0 \times B = 1.5 \times \frac{(2 \times \pi \times 6259)}{120} \times \left(\frac{124.75}{2} \right) \times 10^{-3} \times 0.0375 \cdot 10^{-3} \times 100 \cdot 10^{-3} = 1.149 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_0 = 1.149.10^{-4} m^3 / s$$

✚ **Remarque :** le débit de fonctionnement est inférieur au débit que doit fournir la pompe pour assurer la lubrification du palier, ce qui est peut être expliqué soit par :

- Une fuite interne de la pompe,
- Un colmatage des tuyaux,
- Une partie pour l'huile commande.

❖ **Interprétation globale**

En se referant aux données du tableau suivant : pour $\beta = \frac{B}{D} = 0.5$

E	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95
S	4.32	2.03	1.21	0.784	0.508	0.3180	0.184	0.0912	0.0309	0.0116
Φ	82	75	68.5	61.53	55	48	41	33	23.5	17

Tableau V.05 : Palier en régime laminaire [15].

On peut dire que :

- plus le nombre du Sommerfeld diminue (**S<1**), plus l'excentricité relative de l'arbre augmente, ce qui traduit par une instabilité du régime hydrodynamique des paliers, puisque le tourillon commence à tourner de manière peu stable ; ce qui est le cas de notre palier (**S<1** et **$\epsilon=0.7$**), de ce fait, et pour que le tourillon puisse fonctionner de manière stable, il est préférable que ϵ soit comprise entre **0,1** et **0,2**.
- De même, plus l'angle de calage ϕ diminue plus le régime hydrodynamique devient instable, puisque l'excentricité augmente, donc pour avoir une stabilité parfaite du tourillon dans son palier, lors du fonctionnement, il faut que l'angle de calage soit grand ($82^\circ \div 75^\circ$). Pour notre cas $\phi = 43^\circ$, ce qui se traduit par des instabilités lors du régime hydrodynamique.
- En conclusion, le régime est **hydrodynamique**.

V.3. Applications de l'analyse vibratoire

Les vibrations sont mesurées à des fins très diverses. En général, toute vibration non contrôlée est un phénomène indésirable qui augmente le bruit ou cause des défaillances mécaniques prématurées.

V.3.1. Instrumentation

Le matériel utilisé est le VIBROTEST 60 qui est destiné à faire des mesures globales de vibrations, de paramètres de procédé, de signaux temporels et des spectres en fréquence.

V.3.1.a. Présentation de l'appareil

Le VIBROTEST 60 offre, grâce à son concept modulaire, un grand choix de fonctions

- Analyse de vibrations
- Equilibrage dans les conditions de service
- Collecteur de données

Le VIBROTEST 60 est un appareil pratique de mesure de vibrations pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et pour réaliser la maintenance conditionnelle.

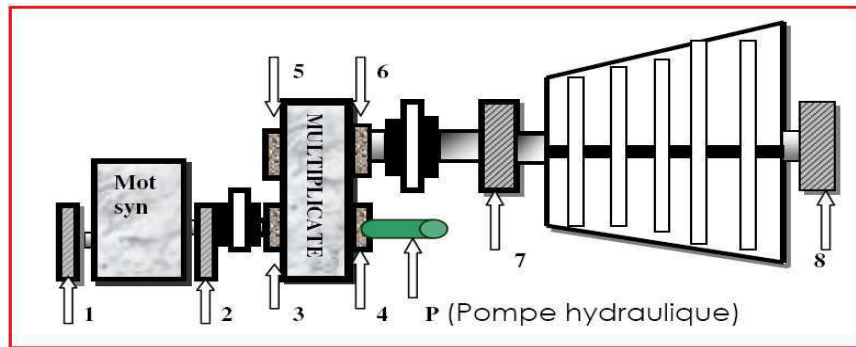


Figure V.05 : VIBROTEST60 [17].

V.3.2. Point de mesure

Les mesures ont été prises sur toute la ligne d'arbre (8 paliers) dans les deux directions à savoir (verticale, horizontale). Les différents paliers sont comme suit :

- **P1** : palier lisse avant le moteur asynchrone.
- **P2** : palier lisse arrière le moteur asynchrone.
- **P3, P4** : palier lisse du multiplicateur (côté moteur).
- **P5, P6** : palier lisse du multiplicateur (côté turbocompresseur).
- **P7** : palier lisse du turbocompresseur (côté refoulement).
- **P8** : palier lisse du turbocompresseur (côté aspiration).



V.4. Analyse et traitement

V.4.1. Courbe de tendance en analyse vibratoire : le dépassement d'une limite (seuil) entre dans une stratégie de détection de défaut dont le but est de surveiller et protéger la machine. Dans une stratégie de diagnostic on trouve trois symptômes qui sont basés sur l'évolution, la fréquence et la technologie. La courbe de tendance est l'évolution dans le temps d'un indicateur scalaire représenté par un diagramme.

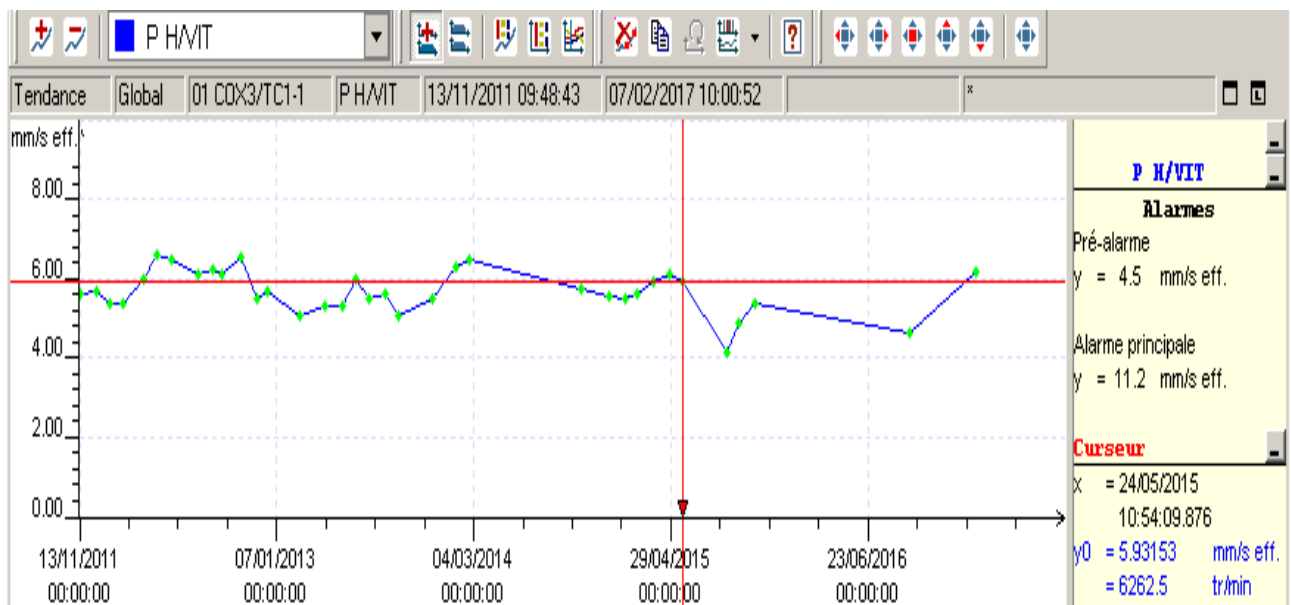


Figure V.06 : Courbe de tendance niveau global du palier de la pompe à huile (direction horizontale) [Source : MRE, 2017].

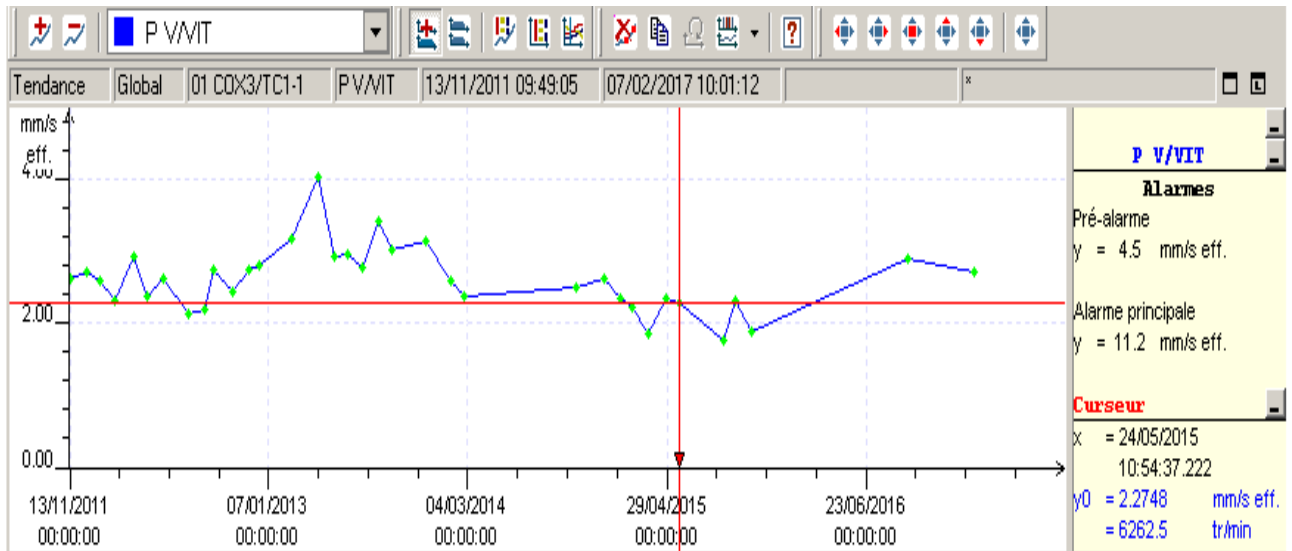


Figure V.07 : Courbe de tendance niveau global du palier de la pompe à huile (direction verticale) [Source : MRE, 2017].

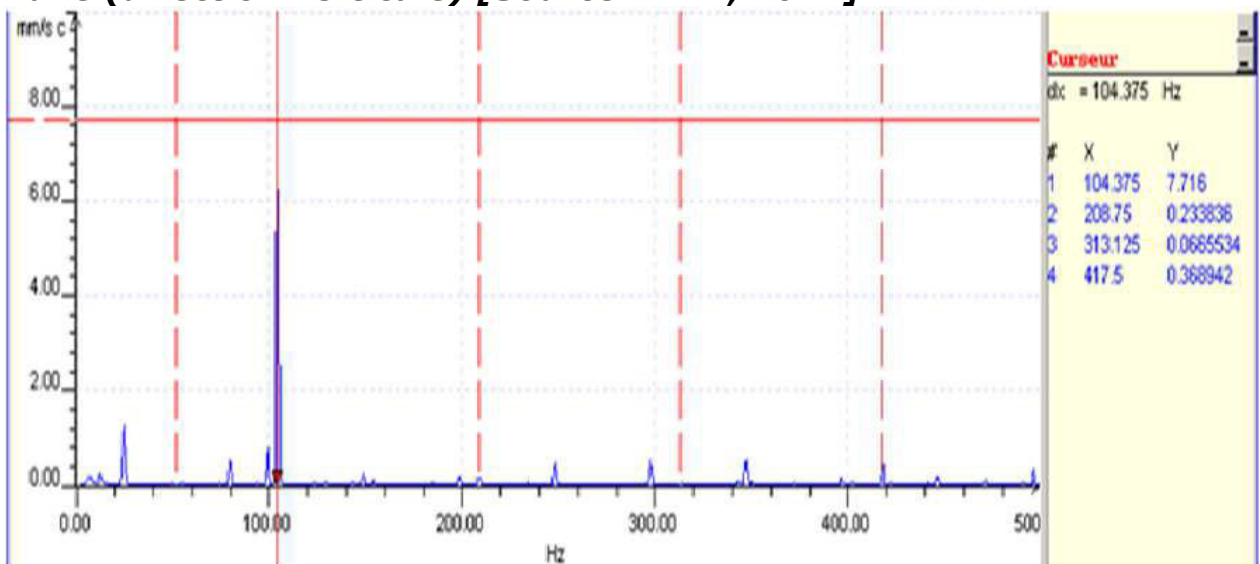


Figure V.08 : Spectres de vibration palier de la pompe à huile (direction horizontale) [Source : MRE, 2017].

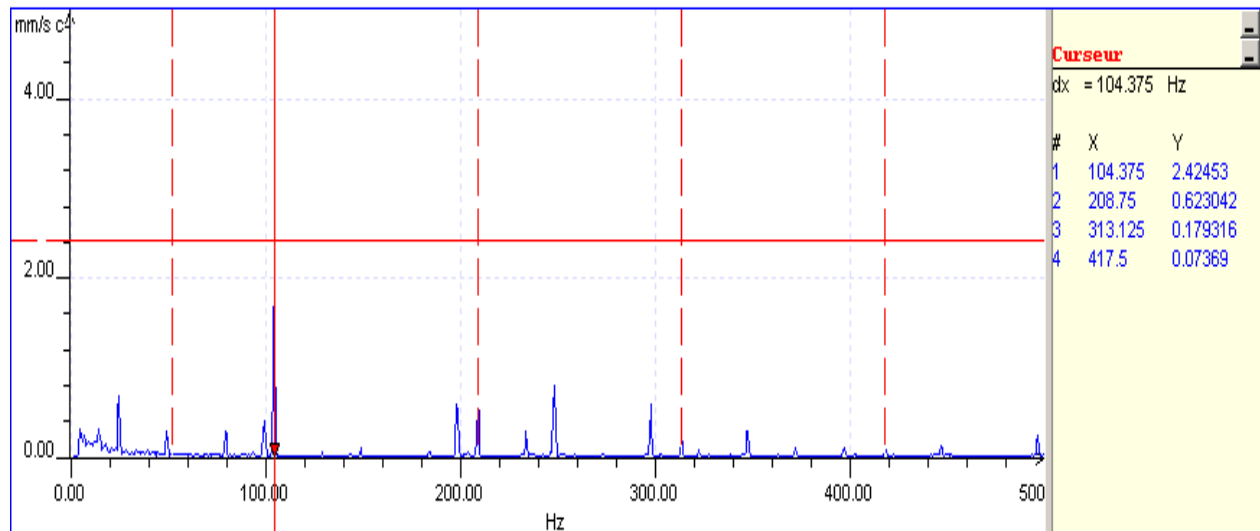


Figure V.09 : Spectres de vibration palier de la pompe à huile (direction verticale) [Source : MRE, 2017].

V.5.Interprétation

- Pour la **Figure V.06** représente la courbe de tendance du palier de la pompe à huile (direction horizontale). Sur cette figure on voit une brutale augmentation de la valeur de la vitesse efficace dans la direction horizontale est quelles sont respectivement 6,625 mm/s, 6.586 mm/s, 6.466 mm/s 5,931 et 5.120 mm/s. En plus il y a un dépassement de seuil d'alarme qui est de 4.5 mm/s vitesse efficace ce qui traduit une anomalie sur la pompe à huile donc sur le turbocompresseur pour identifier avec précision les défauts qui affecte la pompe on fait appelle a l'analyse spectrale.

- Pour la **Figure V.07** représente la courbe de tendance du palier de la pompe à huile (direction verticale). Sur cette figure aucun dépassement de seuil n'est signalé, donc aucune anomalie.

- Pour la **Figure V.08** représente le Spectre de vibration du palier de la pompe à huile (direction horizontale). Sur ce spectre on voit :

- Une composante de fréquence de rotation $f_r/4$ avec une amplitude de : 1,179 mm/s traduit l'existence d'un frottement liée au frottement entre les couches moléculaires du lubrifiant ceci dit entraine
 - craquage des moléculaires d'huile.
 - le vieillissement du lubrifiant.
 - l'oxydation du lubrifiant.
- Une composante de fréquence de rotation f_r avec une amplitude de : 6,267 mm/s qui résulte probablement d'un balourd hydraulique, un mauvais

écoulement a cause des appoints d'huile ou on a augmenté la viscosité à entrainé un balourd hydraulique.

- Pour la **Figure V.09** représente le Spectre de vibration du palier de la pompe à huile (direction verticale). Sur ce spectre aucun dépassement de seuil n'est signalé, donc aucune anomalie.

V.6. Laboratoire d'analyse des huiles

Les analyses ont été réalisées au sein du laboratoire central (EL HADJAR). L'objectif final de ces expériences est de permettre le suivi des caractéristiques d'un lubrifiant pour une éventuelle maintenance préventive conditionnelle, parmi les analyses pouvant être réalisées nous pouvons citer:

V.6.1. Détermination de la teneur en eau

Mode opératoire : cette méthode est valable pour les teneurs en eau comprise entre 50 et 1000 ppm. A l'aide d'une seringue, introduire une goutte d'eau dans l'échantillon d'huile et titrer (déterminer la proportion), peser la seringue pour avoir la masse d'eau introduite. Calculer la masse d'eau neutralisée par 1 ml du réactif KARL FISCHER.

$$F = \frac{M}{T} \dots \dots \dots (10)$$

M : masse d'eau en milligramme,

T : le volume de KARL FISCHER.

Mettre 20 ml de solvant (CH₃OH + CHCL) (méthanol + chloroforme) dans l'échantillon d'huile et titrer pour neutraliser l'eau :

$$Eau = \frac{(F \times V \times 1000)}{P_e} \dots \dots \dots (11)$$

F : masse d'eau neutralisée par 1 ml de réactif KARL FISCHER,

V : volume de réactif KARL FISCHER écoulé ml,

P_e : prise d'essai en gramme.



Figure V.10 : Dispositif Coulometer (mttler toled DL39) pour la détermination de la teneur en eau.

V.6.2. Point d'éclair (l'appareil Seta MultiFlash est en panne au niveau du laboratoire)

Mode opératoire : le point d'éclair d'un liquide est la température minimale à laquelle il faut le porter pour que les vapeurs émises s'enflamment en présence d'une flamme.

- a) Placer le vase dans son logement, suspendre ou maintenir le thermomètre en position verticale par un dispositif convenable, l'extrémité du réservoir étant à 6 mm du fond de vase et à égale distance du centre et de la partie intérieure du vase faisant face à l'opérateur.
- b) Garnir le vase avec l'huile à essayer de manière que le haut du ménisque atteigne exactement à la température ambiante, le niveau de la ligne de remplissage.
- c) Utiliser une veilleuse donnant une flamme d'environ 4 mm de diamètre en sa partie la plus large.
- d) Présenter la flamme à 2°C commençant à une température multiple de 2°C suivant une circonférence de 150 mm de rayon au moins, passant par le centre du vase. Au moment où l'on présente la flamme, son extrémité doit se trouver à la hauteur du bord du vase. Le temps d'exposition des vapeurs à la flamme est d'environ d'une seconde.
- e) La vitesse de chauffage de l'huile doit être de 14 à 16°C par minute jusqu'à ce qu'on est atteint une température de inférieure à 56°C environ à celle du point d'éclair présumé. Ensuite, diminuer la vitesse d'échauffement de 28°C avant le point d'éclair, cette vitesse ne doit pas être inférieure à 5°C, ni supérieure à 6°C par minute.
- f) Point d'éclair : prendre comme point d'éclair les températures à laquelle apparaît un éclair en un point quelconque de la surface du liquide.



Figure V.11 : Dispositif pour la détermination du point d'éclair Seta MultiFlash.

V.6.3. Indice de l'acide

Mode opératoire

- **Indice d'acide total** : quantité totale de base, exprimée en milligramme de potasse, nécessaire pour neutraliser les constituants acides présents dans un gramme de la matière à analyser.
 - Introduire dans les fioles coniques 100 ml de solvant et 0.5 ml d'indicateur (Paranaphtolbenzéine). Agiter, neutraliser, verser la prise dont on déterminera la quantité environ 25 grammes.
 - Faire le titrage à la température ambiante.
 - La masse de la prise d'essai est déterminée par double pesée. La solution prend une teinte orange.
 - Titrer immédiatement avec la potasse 0.1 N à une température inférieure à 30°C en agitant suffisamment pour obtenir une bonne dispersion du réactif.
 - Vers la fin du titrage, agiter vigoureusement, celui-ci est considéré comme terminé si la couleur verte ou brun vert persiste pendant 15 secondes.

Calcul et expression des résultats

Indice d'acide total (mg de KOH /g d'huile)

$$\frac{(V \times N \times 56.1)}{P_e} \dots \dots \dots (12)$$

V : volume de KOH utilisé pour titrer la prise d'essai (ml),

N : normalité de la solution de KOH,

P_e : prise d'essai en gramme.



Figure V.12 : dispositif pour la détermination de l'indice d'acide.

V.6.4. Mesure de viscosité

Mode opératoire

- Régler la température de l'huile à 40°C parce que le viscosimètre disponible est conçu pour travailler à cette température.
- Mettre l'échantillon d'huile dans la cuvette du viscosimètre qui mesure 70 ml,
- Débouche la cuvette en bas et simultanément déclenche le chronomètre. Le temps mis par l'échantillon pour s'écouler complètement dans le pico mètre correspond à une valeur de viscosimètre en cst.
- Multiplier cette valeur par le facteur d'erreur du viscosimètre ($f=0.9327$).



Figure V.13 : viscosimètre digitale.



Figure V.14 : viscosimètre semis digitale .

V.6.5. Mesure de densité

Mode d'opérateur

- Mettre l'échantillon (à la température de 20°C) dans l'éprouvette de 250 ml de volume,
- Plonger le densimètre dans l'éprouvette,
- Lire directement la valeur sur le densimètre.



Figure V.15 : densimètre digitale.

V.7. Relevés des données sur site

Après la préparation et le traitement des données, on obtient le tableau suivant :

Tableau V. 05 : Résultats des analyses sur huile TORBA 68 du 17/03/2015 au 19/02/2017

Dates	Viscosité (cst) à 40°C	Humidité (%)	Acidité (mgKOH/gd'huile)	Densité (g/ml)	Temps (jour)
17/03/15	66.33	0	0.083	0.868	0
18/10/15	67.35	0	0.073	0.869	215
20/01/16	67.11	0.00582	0.069	0.869	309
16/03/16	69.13	0	0.12	0.866	364
17/03/16	67.70	0.15	0.11	0.867	365
20/03/16	67.13	0.63	0.037	0.863	368
14/04/16	69.20	0.10	0.039	0.870	393
20/07/16	68.67	0.0064	0.060	0.864	490
17/10/16	67.30	0	0.12	0.859	579
01/02/17	68.44	0	0.034	0.868	655
19/02/17	68.08	0	0.051	0.871	673

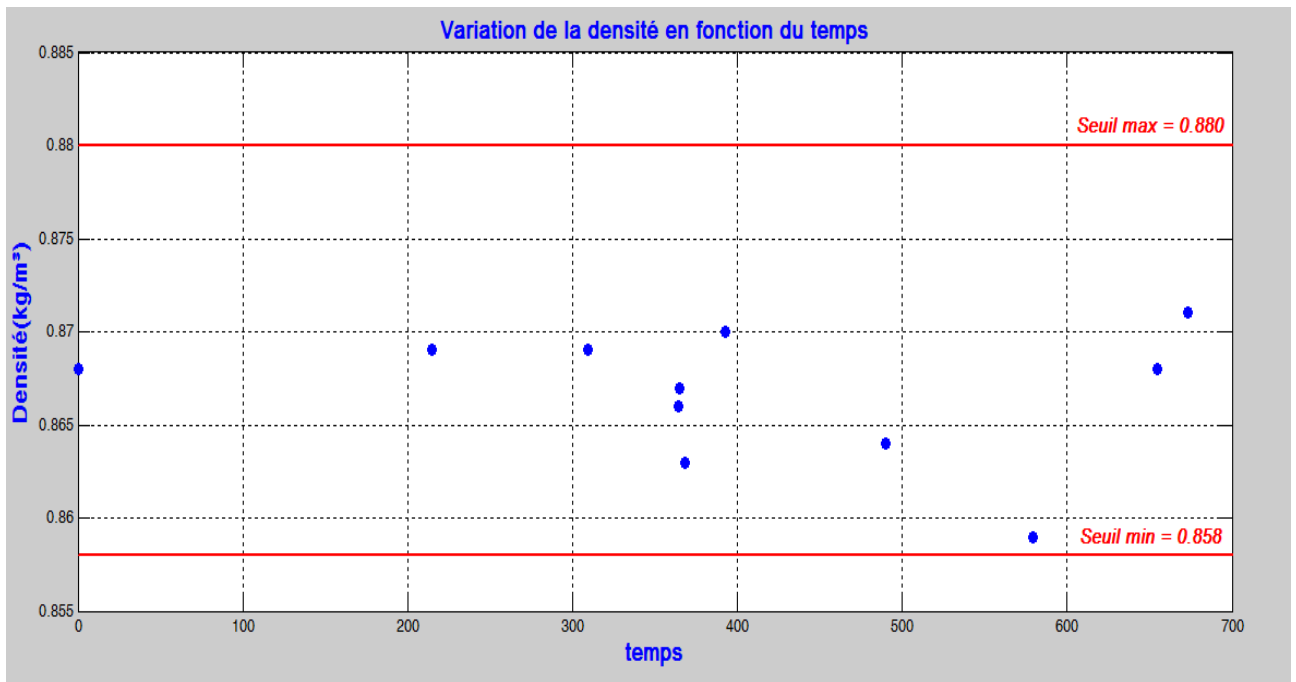


Figure V.16 : Simulation de la densité en fonction du temps par MATLAB.

Remarque : La densité est toujours dans l'intervalle de service $[0,858 \div 0,880]$ g/m³, cela explique qu'à EL HADJAR, d'après les analyses effectuées, il n'y a pas de problème de densité.

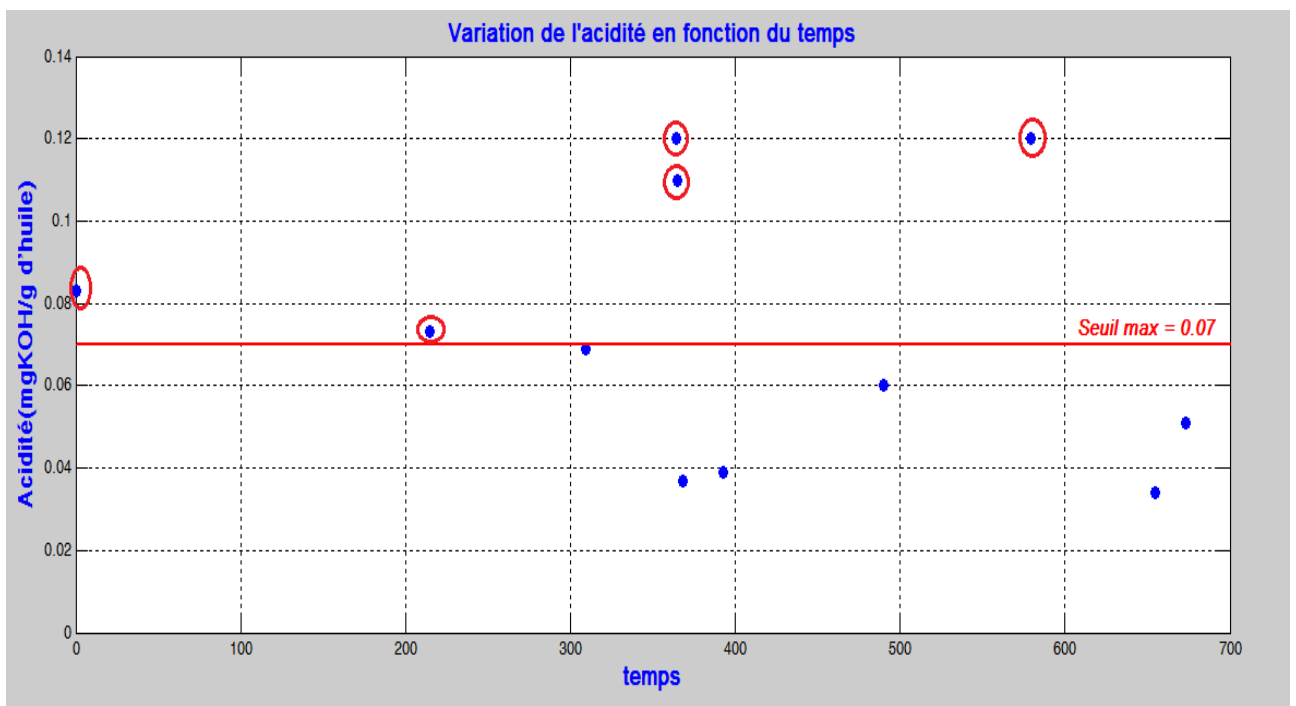


Figure V.17 : Simulation de l'acidité en fonction du temps par MATLAB.

Remarque :

➤ D'après cette analyse en remarque qu'un dépassement de la limite d'acidité «seuil maximum» (0,07mgKOH/g d'huile), dans des temps [0, 215, 364,365, et 579] à valeurs [0.083, 0.073, 0.12 ,0.11et 0.12] .la cause principale est la présence de la contamination d'huile (filtres).

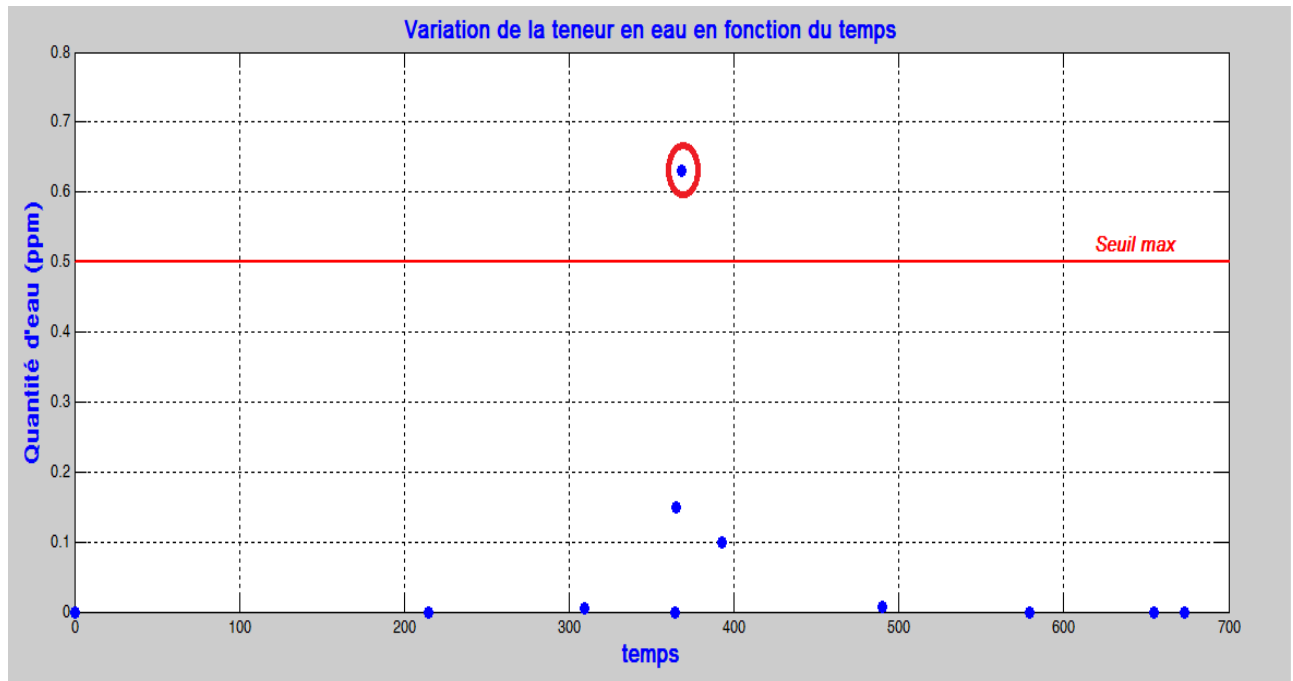


Figure V.18 : Simulation de la teneur en eau en fonction du temps par MATLAB .

Remarque :

➤ La teneur en eau dépasse le seuil maximum 0,5%(5000 ppm) en un moment. La cause principale est la pénétration des gouttes d'eau (humidité d'air), dans l'huile de lubrification (défaut de labyrinthe). Il existe un pic allant jusqu'à 1,2 fois la valeur du seuil dans le temps [268]. Dans ce cas, il y a eu d'eau dans l'huile. Le rôle prépondérant de la centrifugeuse est vérifié par la réduction de cette quantité d'eau une fois que cette huile est purifiée des vapeurs d'eau.

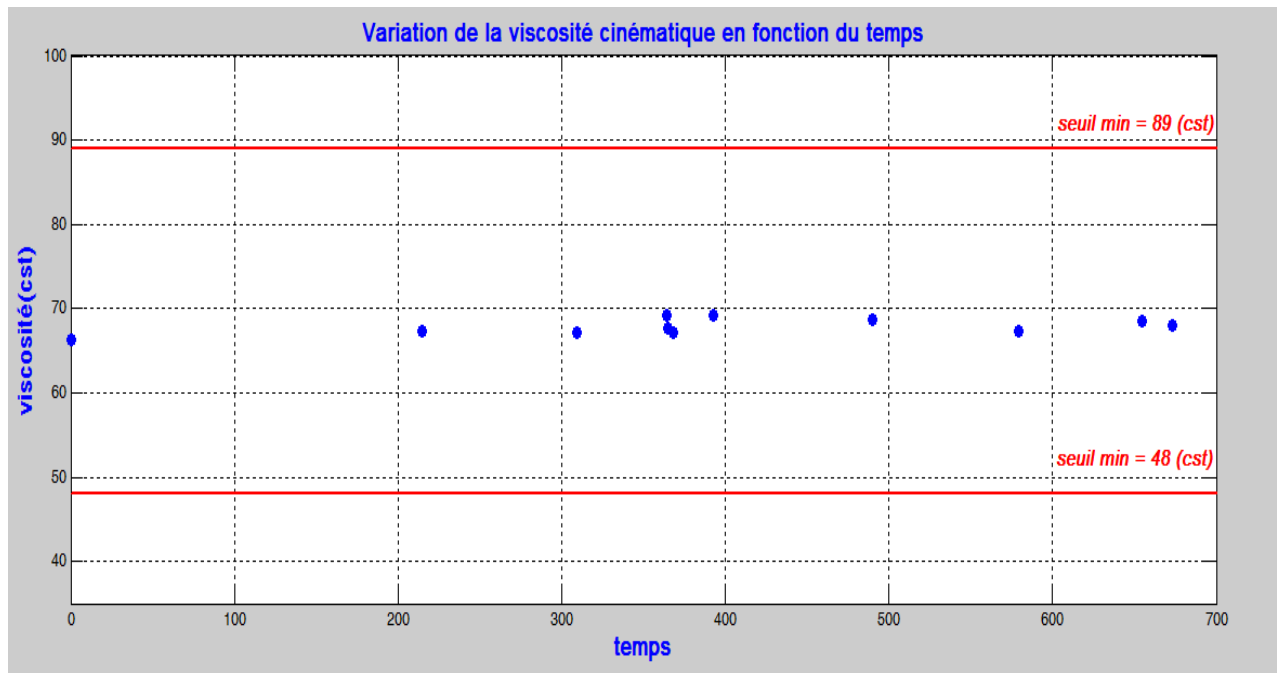


Figure V.19 : Simulation de la viscosité cinématique en fonction du temps par MATLAB .

Remarque :

➤ La viscosité est toujours dans l'intervalle de service [48 ÷ 89] (cst), cela explique qu'à EL HADJAR, d'après les analyses effectuées, il n'y a pas de problème de viscosité.

V.8. Etude de la liaison stochastique acidité d'huile – vibration

La corrélation des données au sens statistique du terme [16], revient à prendre chaque série de données relevées au cours du temps et à calculer pour chaque couple de série X et Y dont on connaît N échantillons Coefficient de corrélation Le coefficient de corrélation entre deux variables x et y est défini par :

$$\rho(x, y) = \frac{\text{cov}(x, y)}{\sigma_x \sigma_y} \quad \text{ce qui donne} \quad \rho = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x}) * (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} * \sqrt{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}}$$

- $\text{cov}(x, y)$ est la covariance entre les variables aléatoires x et y

$$\text{cov}(x, y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x}) * (y_i - \bar{y})$$

- σ_x est l'écart - type de x,

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}$$

- σ_y est l'écart - type de y .

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}$$

Quelle que soit la loi de probabilité du couple de variables aléatoires température d'huile et vibration, r est compris entre -1 et $+1$:

$\rho = 0$ si X et Y sont indépendantes entre elles;

$|\rho| = 1$ si X et Y sont liées par une relation fonctionnelle (modèle mathématique).

On montre que le coefficient de corrélation ρ est un nombre toujours compris entre 0 et 1 en valeurs absolue. Les deux signatures seront dites corrélées de façon significative avec une confiance donnée, si le coefficient de corrélation est $\rho > 0.35$.

Dans le cas contraire, on peut conclure qu'il n'existe pas de relation de cause à effet. Notons que cela n'implique pas que les signatures soient indépendantes statistiquement parlant si le coefficient ρ est proche de 1 les deux signatures contiennent les mêmes informations sur les symptômes de la défaillance. En pratique cela permet de conforter le diagnostic grâce à ces deux signatures.

Acidité (mgKOH/ gd'huile)	Veff vert	Veff hor
0.083	2.098	5.837
0.073	2.226	5,732
0.069	2.320	5.535
0.12	2.583	5.422
0.11	2.837	5.331
0.037	2.996	5.213
0.039	3.201	4.882
0.060	2.814	5.351
0.12	2.756	5.562
0.034	2.715	6.191
0.051	2.562	6.225

***Tableau V.06 : Corrélation acidité huile- vibration (vert-hor)
palier de la pompe à huile [13].***

❖ **Application numérique**

➤ **Coefficient de corrélation acidité d'huile -Veff vert :**

- la moyenne : $\bar{x} = 0,866$

- l'écart type de l'acidité : $\sigma_x = 0,114$
- l'écart type de v_{eff} vert : $\sigma_y = 1,0517$

$$|\rho_1| = \frac{0,001642}{0,114 \cdot 1,0517} \quad |\rho_1| = 0,0136954$$

➤ **Coefficient de corrélation acidité d'huile - v_{eff} hor :**

- la moyenne : $\bar{x} = 0,866$
- l'écart type de l'acidité : $\sigma_x = 0,114$
- l'écart type de v_{eff} vert : $\sigma_y = 1,312$

$$|\rho_2| = \frac{0,004302}{0,114 \cdot 1,312} \quad |\rho_2| = 0,2876283$$

V.9. Analyse et commentaire

Les résultats de calcul des coefficients de corrélation obtenue montre qu'il n'y a aucune dépendance entre les variables (acidité d'huile et vitesse efficace de vibration) pour les deux directions.

Conclusion

- Le calcul du nombre de Sommerfeld : qui a confirmé que le régime de fonctionnement de notre palier est hydrodynamique ce qui est souhaitable dans notre cas.
- D'après l'utilisation de la courbe de tendances niveau global figure VI.04 on a constaté que l'évolution d'un seul indicateur et dans une seule direction.
- En utilisant MATLAB pour tracer la variation de la viscosité, teneur en eau, acidité, et la densité on a constaté le dépassement de la limite d'acidité à valeurs [0.083, 0.073, 0.12, 0.11 et 0.12] ce qui traduit présence de contaminants.
- Il est donc indispensable de procéder à l'analyse des courbes d'évolution du niveau vibratoire une corrélation à d'autres paramètres tel que l'acidité d'huile pour notre cas suivi d'un calcul statistique du coefficient de corrélation (vibration - acidité d'huile). L'interdépendance résultante entre (vibration et l'acidité d'huile) nous a permis de conclure que les vibrations ne sont pas causées par l'augmentation de l'indice d'acidité d'huile mais à cause d'autres facteurs.

Conclusion générale

Dans ce travail, on a essayé de mettre en place un contrôle et la surveillance de l'état de santé du turbocompresseur. Son rôle dans le procédé de fabrication du produit est de comprimer l'air à une pression de service ce qui lui donne une place stratégique et vitale au sein de l'entreprise. Son indisponibilité entraîne la perte de production et peut être le siège des incidents graves présentant des risques notables pour la sécurité des personnes.

Comme la connaissance de la cinématique de la machine est une étape préliminaire dans la surveillance et le suivi du comportement normale est anormale des équipements, on a détaillé :

En premier lieu, les caractéristiques fonctionnelles du turbocompresseur. Afin d'évaluer l'état de fonctionnement de notre équipement, une analyse de la sûreté de fonctionnement a été faites, elle constitue une étape importante pour l'efficacité d'un programme de maintenance préventif.

Ensuite, on a utilisé la méthode AMDEC. Cette dernière sert à évaluer et à garantir la fiabilité, la maintenabilité, la disponibilité, et la sécurité des machines à travers la maîtrise de leurs défaillances.

D'après cette analyse, on a déduit que **le palier lisse radial du compresseur** contient des criticités interdite et grave ($C=36$). En deuxième lieu, l'étude des paliers lisses permet non seulement de déduire le régime de lubrification mais aussi de déterminer l'excentricité de fonctionnement de l'arbre et par conséquent l'épaisseur minimale du film ($h_{\min}=C (1-\varepsilon)$) à travers la détermination du nombre de Sommerfeld.

Ensuite nous avons introduit quelques techniques de la maintenance prévisionnelles et notamment : l'analyse vibratoire et l'analyse des huiles. La première qui se base sur les valeurs du niveau global et les spectres, notamment dans les figures V (04, 05, 06,07) , d'où la nécessité d'effectuer les mesures selon deux direction.

Ainsi on remarque qu'un seul outil ne suffit pas pour mieux diagnostiquer et suivre notre équipement, alors on a intégré un autre outil qui est la méthode d'analyse des huiles.

Toute lubrification est une opération indispensable et critique pour minimiser les pertes par frottement et l'usure dans les mécanismes des machines. Donc pour mieux maintenir notre équipement on doit prendre soin de la lubrification en vue de son importance dans la maintenance préventive.

En dernier lieu, notre étude était de rechercher une relation fonctionnelle entre les deux paramètres vibration et huile .a travers les outils statistique en calculant la corrélation entre la :

vitesse efficace de vibration - l'acidité d'huile.

Recommandations

- ❖ La réintégration de la surveillance on- line qui permet de suivre en temps réel et sans interruption le comportement vibratoire du turbocompresseur.
- ❖ L'incorporation des données de thermographie et l'analyse acoustique.
- ❖ Le contrôle annuelle de la calibration du VIBROTEST 60 afin d'assurer la qualité des mesures effectués.
- ❖ L'exécution régulière des analyses d'huiles.
- ❖ Un changement régulier du filtre a huile et indispensable pour éviter la contamination.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]** Cours de technique de surveillance LANDOLSI FOUED.
- [2]** W.Meramria, Etude de l'effet dynamique d'un palier lisse par analyse vibratoire.
- [3]** H.YELLE, Cours3, Tribologie Transmission de puissance École Polytechnique de Montréal.2005.
- [4]** Symposium International : Qualité et Maintenance au Service de l'Entreprise QUALIMA01 - Tlemcen.2004.
- [5]** "Manuel de maintenance", NAPHTOGAZ, HMD, (2001).
- [6]** Alain Boulenger : Vers le zéro panne avec la maintenance conditionnelle, Collection "Guides de l'utilisateur" Edition AFNOR 1989.
- [7]** Jean Hég : Pratique de la maintenance préventive –Mécanique- Pneumatique - Hydraulique- Electrique- Froide Édition AFNOR 2002 DUNOD.
- [8]** N.AHCENE, Mémoire de Magistère analyse des contraintes et des déformations des tubes et secteurs cylindriques : application a la résolution des problèmes d'interaction fluide-structure dans les paliers hydrodynamiques, 2005.
- [9]** L.CIZAIRE, Thèse doctorat, Lubrification limite par les nanoparticules, 2003.
- [10]** I.kaidi, Contribution à la mise en place d'un contrôle santé intégré sur un turboalternateur, 2009.
- [11]** Dossier machine ENS COX3 (EL HADJAR).
- [12]** Polycopie de fiabilité, maintenabilité, disponibilité (FMD) université de constantine 2013-2014.
- [13]** Rapport de mesures globales COX3 TC1-1 /MRE.
- [14]** J. Hég, Pratique de la maintenance préventive – 2002.
- [15]** S.Rouaibia, mémoire étude de performance des paliers lisses du turbocompresseur GHH(ASMIDAL),2006.
- [16]** G.SAPORTA, Probabilité, analyse des données et statistiques, Edition Technip 1990.
- [17]** Technical Documentation vibrotest 60.