

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOKHTAR- ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

Faculté : Sciences de L'Ingéniorat

Département : Électromécanique

MÉMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master

APPROCHE INTEGRE AU DIAGNOSTIC ET DETERMINATION DES PERIODES D'INSPECTION DU TURBOCOMPRESSEUR 103J

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Electromécanique

Spécialité : Maintenance Industrielle

Par : MESSAI ABDELKADER

DEVANT LE JURY

Président :	Mr MT. DAKHMOUCHE	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mme DJEMAI	U.B.M. Annaba
Examineur :	M ^{ELLE} KHALFA D	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mr. BOURAS H	U.B.M. Annaba

Année 2019

Dédicaces

**Je dédie ce modeste travail avant tout à les
deux personnes les plus chères au monde ma
chère mère et mon père**

**A mes chers frères, mes amis, mes cousins
et tous les membres de ma famille
spécialement ma grande mère**

**A la mémoire de l'esprit de mes grands-
pères et ma grande mère**

A tous mes amis pour leurs soutiens

**A tous mes enseignants et mes collègues
de ma promotion.**

A. K. MESSAY

Remerciements

**Je remercie tout d'abord « Allah » qui m'a
donné la force et la patience nécessaire pour
réaliser ce modeste travail.**

Je remercie aussi, mon Encadreur Mr.

Dekhmouche pour son support et sa patience

Je remercie également tous les Enseignants du

Département d'électromécanique, et toute

l'équipe de service maintenance de l'entreprise

Fertial, mes collègues ainsi tous les étudiants

de Promotion

Enfin, je remercie tous ceux qui m'ont aidé de

près ou de loin à réaliser ce travail

RESUME

Le TC 103J joue un rôle très importants dans l'industrie de production par exemple la production de l'AMONIAC, c'est un train de production très essentiel qui est constituée de deux turbines (BP.HP) et de deux compresseur (BP, HP) avec huit palier donc il faut le surveillé sévèrement

L'objectif de notre étude consiste à diminuer les vibrations c'est-à-dire il faut que ce 103j retrouve son fonctionnement normal. Pour cela, on fait appel à quelques outils qu'on doit utiliser durant les phases du :

Pré diagnostic (off line) : par les courbes de tendance (courbes d'histogramme) et nous intégrons une approche utilisant des indicateurs vectoriels plus riche d'information pour nous aide a avoir un diagnostic fiable et performant avec la fixation des indicateurs spécifient révèlent le comportement dynamique de la machine surveillée.

Diagnostic : (on line)

Ici on essaye d'intégrer à une nouvelle méthode de surveillance par les orbites cinétiques avec la surveillance du paramètre S max (de pic à pic) à la place de la méthode traditionnelle (spectre fréquentielle à R.C) et le phénomène RUN-OUT

D'après notre étude nous avons conclus que les indicateurs vectoriels mieux que les indicateurs scalaires. Donc les indicateurs vectoriels nous aident à avoir une phase du prés diagnostic plus riche d'information et enfin avoir un diagnostic plus précis, fiable et performant

ABSTRACT

The TC 103J plays a very important role in the production industry for example the production of AMONIAC, it is a very essential production train which consists of two turbines (BP.HP) and two compressors (BP, HP) with eight landing so it must be watched severely

The objective of our study is to reduce the vibrations that is to say that it 103j must return to normal operation. For this, we use some tools that must be used during the phases of:

Pre-diagnosis (off line): by trend curves (histogram curves) and we integrate an approach using richer vector indicators of information, to help us to have a reliable diagnosis and perform with the setting of indicators specify reveal the dynamic behavior of the monitored machine.

Diagnosis: (on line) Here we try to integrate a new kinetic orbit monitoring method with the S max (peak-to-peak) parameter monitoring instead of the traditional (frequency spectrum at R c) method and the RUN-OUT phenomenon.

From our study, we concluded that vector indicators better than scalar indicators. Therefore, the vector indicators help us to have a diagnostic phase of the meadow richer information and finally have a more accurate, reliable and perform

ملخص

يلعب الشاحن التربينى (j103) دوراً مهماً جداً في صناعة الإنتاج، على سبيل المثال إنتاج غاز الأمونيا إنه قطار إنتاج أساسى للغاية يتكون من توربين (BP.HP) واثنين من الضواغط (BP، HP) مع ثمانية الهبوط لذلك يجب مشاهدته بشدة

الهدف من دراستنا هو تقليل الاهتزازات بمعنى أنه يجب إعادة j103 إلى التشغيل الطبيعي. لهذا الغرض، نستخدم بعض الأدوات التي يجب استخدامها خلال مراحل:

التشخيص المسبق (خارج الخط): عن طريق منحنيات الاتجاه (منحنيات الرسم البياني) ، ونحن ندمج نهجاً باستخدام مؤشرات ناقلات أكثر ثراءً للمعلومات لمساعدتنا في الحصول على تشخيص موثوق به وأداء مع تحديد مؤشرات تحديد السلوك الديناميكي للجهاز المراقبة.

التشخيص: (على الخط)

هنا نحاول دمج طريقة جديدة لمراقبة المدارات الحركية مع مراقبة المعلمة S_{max} (الذروة إلى الذروة) بدلاً من الطريقة التقليدية (طيف التردد في R) وظاهرة RUN-OUT.

من دراستنا خلصنا إلى أن مؤشرات المتجه أفضل من المؤشرات العددية. لذا فإن مؤشرات المتجهات تساعدنا في الحصول على مرحلة تشخيصية للمعلومات الأكثر ثراءً عن المروج وأخيراً تتمتع بمزيد من الدقة والموثوقية والأداء.

SOMMAIRE

REMERCIEMENT	
RESUME	
ABSTRACT	
ملخص	
SOMMAIRE	
LISTE DES TABLEAU	
LISTE DES FIGURES	
INTRODUCTION GENERAL	01
CHAPITRE 1 : GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES.....	02
I.DESCRPTION DES TURBOMACHINES	03.
I.1. TURBINE.....	03
I.1.1. Généralités sur les turbines à vapeur industrielles.....	04
I.2. LES COMPRESSEURS.....	08
I.2.1 INTRODUCTION	08
I.2.2 GENERALITES	09
I.2.3 LES DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS	09
I.2.3.1 COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES	09
I.2.3.2. Compresseurs dynamiques	10
I.2.3.3. le compresseur centrifuge.....	12
I.2.3.2.1.PRINCIPES	12
I.2.3.2.2. Présentation extérieure	14
I.2.3.2.3. Dispositif d'entraînement	18
I.2.4 Ensemble compresseur	19
I.3 CONCLUSION	19.

CHAPITRE 2 : TURBOCOMPRESSEUR 103 J	20.
INTRODUCTION	20
II.1.Principe de fonctionnement du Turbocompresseur 103j	20
II.1.1.Fonctionnement de la turbine à vapeur.....	20
II.1.2.Fonctionnement de compresseur	21
II.2.Caractéristiques 103J	21
II.2.1.Caractéristique technique de la turbine.....	21
II.2.2.Caractéristique technique de la turbine Kr25 (103-JTHP)	22
II.2.3. Caractéristique technique de la turbine v25 : (103-JTBP)	22
II.2.4. Compresseurs 103JBP/HP.....	23
II.2.4.1. Conditions de fonctionnement du compresseur	24
II.3.Circuit vapeur (turbine 103JT HP et BP)	25
II.4.Compression de gaz se synthèse :(103JBP –HP)	25
II.4.HUILE DE GRAISSAGE.....	27
II.4.1.Les Pompes de graissage	28
II.4.2.Huile d’étanchéité.....	31
II.5.Conclusion	36
PARTIE PRATIQUE	
PROBLEMATIQUE.....	37
CHAPITRE 3 : FORMULATION DE LA PHASE PREDIAGNOSTIC	38
INTRODUCTION.....	38
III.1.Présentation et interprétation des courbes de tendance	38
III.2.Formulation de la phase pré diagnostique par les indicateurs vectoriels.....	57
III.2.1.Introduction	57
III.3 CONCLUSION.....	63

CHAPITRE 04 : FORMULATION DE LA PHASE DIAGNOSTIC.....	64
INTRODUCTION.....	64
IV.1.Suivi des paramètres d'évolution	65
IV.2 - Outil de diagnostic	66
IV.3.Définition du phénomène Run-out	67
IV.4. Etude de l'influence de la vitesse de rotation et de la phase de vibration aux premier ordre	75
IV.5.DIAGRAMME DE BODE	77
RECOMENDATION	87
IV.5.Conclusion.....	87
CONCLUSION GENERAL.....	88



LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE 2	
Tableau 1 : Caractéristique technique des turbines KR25 et V25	21
Tableau 2 : Caractéristique technique de la turbine KR25	22
Tableau 3 : Caractéristique technique de la turbine V25	22
Tableau 4 : Caractéristique technique de compresseur BP	24
Tableau 5 : Caractéristique technique de compresseur HP	24
CHAPITRE 3	
TABLEAU 06 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P1A	39
TABLEAU 07 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P1B	40
TABLEAU 08 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P4 A	42
TABLEAU 09 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P4 B	43
TABLEAU 10 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P5A	45
TABLEAU 11 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P5B	46
TABLEAU 12 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P6A	48
TABLEAU 13 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P6B	49
TABLEAU 14 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P7A	51
TABLEAU 15 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P7B	52
TABLEAU 16 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P8A	54
TABLEAU 17 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P8B	55
TABLEAU 18 : Mesure des paramètres de tendance	58
TABLEAU 19 : Représentation des paramètres d'évolution	65
Tableau 20 : Températures au niveau du palier de la ligne d'arbre	75
Tableau 21 : les amplitudes vibratoires des paliers en direction axial	

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE 1	
Figure 1 : Schéma d'un turbocompresseur	02
Figure 2 : Schéma de principe d'une turbine	03
Figure 3 : Turbine à condensation (Échappement radial)	05
Figure 4 : Turbine à condensation (Échappement axial)	05
Figure 5 : Turbine à contrepression	05
Figure 6 : Turbine à contrepression et extraction réglée	05
Figure 7 : Turbine à condensation et extraction réglée	06
Figure 8 : Schéma d'une turbine à vapeur industrielle réglée	06
Figure 9 : Classification des compresseurs	09
Figure 10 : compresseur centrifuge double flux ouvert	11
Figure 11 : Compresseur à plan de joint horizontal	15
Figure 12 : Compresseur à plan de joint vertical type (barrel)	15
Figure 13 : Entraînement par une turbine à vapeur à vitesse variable	16
Figure 14 : Entraînement par un moteur électrique à vitesse fixe ou variable	17
Figure 15 : Compresseur multicellulaire roues montées sur le même arbre. Les roues de ce compresseur sont "fermées"	18
Figure 16 : Compresseur multicellulaire roues montées sur quatre arbres Différents – roues ouvertes	18
Figure 17 : représentation interne d'un compresseur centrifuge	19
CHAPITRE 2 :	
Figure 18 : les turbines de la (103-JBP ,103J-HP)	23
Figure 19 :Circuit de vapeur T.C 103J	25
Figure 20 :Compression de gaz de synthèse 103J	26
Figure 21 : Réservoir d'huile de graissage	27
Figure 22 : Pompe principale de graissage	28

CHAPITRE 2 (suite)	
Figure 23 : Pompe auxiliaire de graissage	29
Figure 24 : Réfrigérants d'huile de graissage	30
Figure 25 : Mano mètre pour mesurer la pression au niveau de la pompe de graissage	30
Figure.26 : Les conduites d'aspiration d'une moto pompe d'huile d'étanchéité	32
Figure.27 : Turbo pompe d'huile d'étanchéité	32
Figure 28 : Filtre d'huile	33
Figure.29 : Refoulement des gaz vers l'atmosphère	35
Figure.30 : évacuation des gaz d'huile d'étanchéité	35
CHAPITRE 3:	
Figure.31 : courbe de tendance au niveau palier 01a	39
Figure.32 : courbe de tendance au niveau palier 1 b	40
Figure.33 : courbe de tendance au niveau palier 4 a	42
Figure.34 : courbe de tendance au niveau palier 4 b	43
Figure.35 : courbe de tendance au niveau palier 5 a	45
Figure.36 : courbe de tendance au niveau palier 5 b	46
Figure.37 : courbe de tendance au niveau palier 6 a	48
Figure 38 : courbe de tendance au niveau palier 6b	49
Figure 39 : courbe de tendance au niveau palier 7 a	51
Figure 40 : courbe de tendance au niveau palier 7 b	52
Figure 41 : courbe de tendance au niveau palier 8a	54
Figure 42 : courbe de tendance au niveau palier 8 b	55
Figure 43 : courbe de la déformé de la ligne d'arbre	58
Figure 44 : schéma de la ligne d'arbre	59
Figure 45 : le cercle vectoriel	60
Figure 46 : le cercle vectoriel	62
CHAPITRE 4:	
FIGURE 46 : turbo compresseur 103j (26 mars 2019)	64
FIGURE 47 : courbes de déformation de la ligne d'arbre	65
FIGURE 48 : Runout vitesse de rotation lente	68
FIGURE 49 : orbite cinétique de la turbine basse pression dans la direction 1X	68
FIGURE 50 : orbite cinétique de la turbine basse pression dans la direction 1X	69
FIGURE 51 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 1et 2	70
FIGURE 52 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 5	72
FIGURE 53 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 6	73
FIGURE 54 : photo réel du cisaillement du boulon de l'accouplement du compresseur à basse pression	74
FIGURE 55 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 1 et 2	75
FIGURE 56 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 3 et4	76

CHAPITRE 2 (suite)	
FIGURE 57 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 5 et 6	76
FIGURE 58 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 7 et8	77
FIGURE 59 : Diagramme de BOOD de la turbine basse pression, palier 1	78
FIGURE 60 : Diagramme de BOOD de la turbine basse pression, palier 2	78
FIGURE 61 : Diagramme de BOOD de la turbine haute pression, palier3	79
FIGURE 62 : Diagramme de BOOD de la turbine haute pression, palier 4	79
FIGURE 63 : Diagramme de BOOD du compresseur basse pression, palier 5	80
FIGURE 64 : Diagramme de BOOD du compresseur basse pression, palier 6	80
FIGURE 65 : Diagramme de BOOD du compresseur haute pression, palier 7	81
FIGURE 66 : Diagramme de BOOD du compresseur haute pression, palier 8	81
FIGURE 67 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 1	82
FIGURE 68 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 2	82
FIGURE 69 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 3	83
FIGURE 70 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 4	83
FIGURE 71 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 5	84
FIGURE 72 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 6	84
FIGURE 73 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 7	85
FIGURE 74 : variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier	85

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

La surveillance de cette classe de machines présente des particularités propres. Ces derniers sont inhérentes non seulement aux propriétés mécaniques et tribologiques de ce type de paliers, mais aussi à la position stratégique qu'occupe ce type de machines dans certains procédés de production comme la production de l'AMONIAC (FERTIAL). Cette classe de machine est beaucoup plus critique qu'elles ne sont généralement pas doublées.

Une panne arrête immédiatement toute une unité de production les phases d'arrêt et de remise en service du procédé de fabrication atteignent parfois plusieurs dizaines d'heures.

Le coût des pièces de rechange et les délais d'approvisionnement sont très importants et la durée d'immobilisation pour remise en état peut excéder plusieurs mois.

Le coût réel d'une panne est considérable et ce n'est pas comparable avec le coût de mise en place d'une surveillance fiable et un diagnostic performant par des indicateurs très puissants.

Dans cette approche, nous essayons de mettre en place une technique de diagnostic très fiable c - à - d .avec un degré de fiabilité très satisfaisant permettant d'observer la SDF et de détecter d'identifier et de localiser l'ensemble des défauts relatifs à cette classe de machines à un stade très précoce afin d'éviter les incidences catastrophiques et les défauts potentiellement lourds de conséquences.

- La détection des défauts de cette classe des machines à paliers fluides à un stade très précoce (pas avant l'incident de quelques jours, mais de quelque mois avant l'incident) nous impose de suivre la démarche suivante :
- Suivi on line de l'évolution des indicateurs représentant le mouvement relatif de l'arbre en régime transitoire.
- Suivi off line (périodique) de l'évolution des indicateurs représentant le mouvement absolu arbre.
- Recherche des conditions critiques d'exploitation par le suivi d'évolution d'un paramètre très influant sur la durée de vie de cette classe de machines.

CHAPITRE 1 :
GENERALITES SUR LES
TURBOMACHINES

CHAPITRE 1 : GENERALITES SUR LES TURBOMACHINES

INTRODUCTION

Les turbocompresseurs souvent appelés “turbo- expandeurs” qui sont des machines compactes et rapides (plusieurs dizaines de milliers de tr/min) ayant aux extrémités d’un arbre unique le compresseur recevant directement la puissance fournie par la turbine placée à l’autre extrémité de l’arbre. La turbine possède une admission régulée pour satisfaire la demande du compresseur.

Ces machines sont généralement intégrées à des ensembles “lignes d’arbres” sur lesquelles sont placés des machines consommatrices (souvent un compresseur) ou mixtes (machines électriques moteur/alternateur).

La puissance délivrée par ce type de machine n’est pas régulée. Suivant la puissance à délivrer par l’expandeur par rapport à la puissance consommée sur la ligne d’arbre, la modulation se fait par une autre machine génératrice d’énergie (turbine à vapeur par exemple) ou consommatrice non liée au procédé (alternateur par exemple).

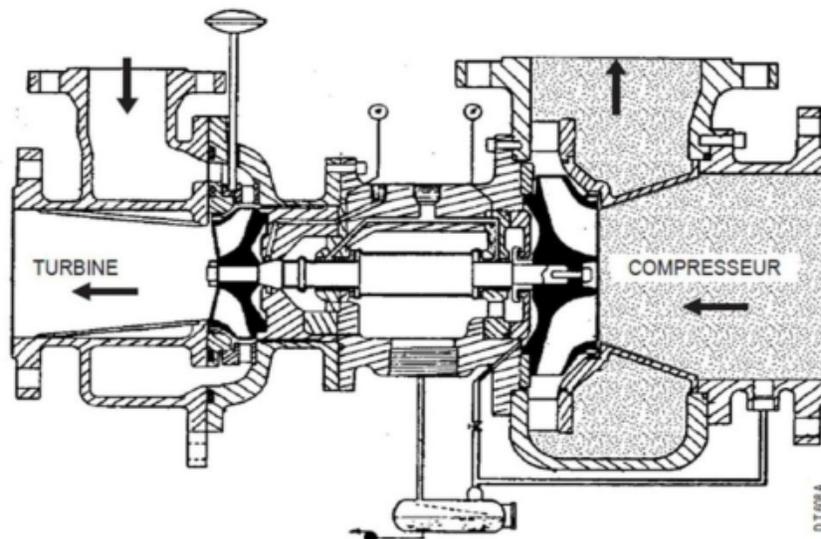


Figure 1 : Schéma d’un turbocompresseur

I. DESCRIPTION DES TURBOMACHINES

Il convient de présenter ici brièvement les types de turbomachines sur lesquelles a porté notre travail. Il s'agit des turbines à vapeur industrielles et des compresseurs centrifuges. Ces deux types de machines sont toujours définis pour des applications spécifiques.

I.1. TURBINE

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre solidaire des pales de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif [01].

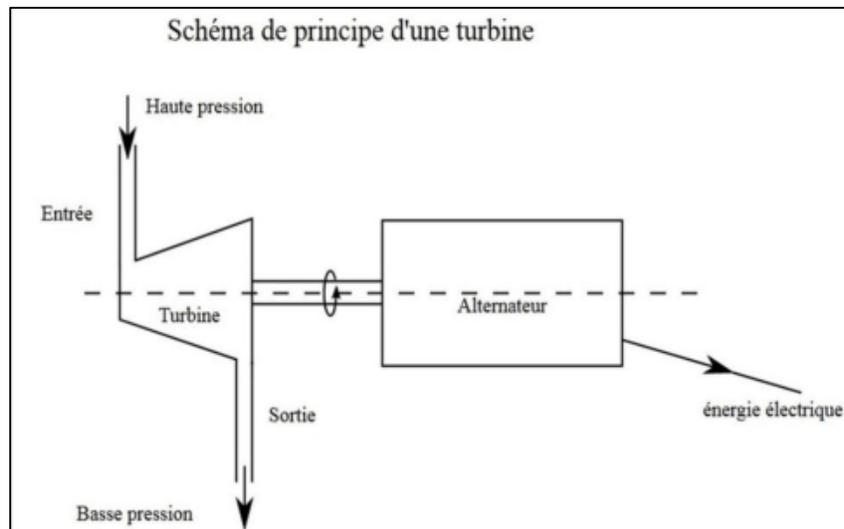


Figure 2 : Schéma de principe d'une turbine

I.1.1. Généralités sur les turbines à vapeur industrielles

Les turbines à vapeur dites « industrielles » sont des machines mono corps qui couvrent particulièrement des applications de récupération d'énergie, bien souvent dans un contexte de cogénération d'énergie thermique et électrique.

C'est ainsi que l'on trouvera d'une façon assez schématique :

a) Des machines à condensation où l'on maximise la chute d'enthalpie, comme par exemple dans des cycles combinés (récupération de la chaleur des gaz d'échappement des turbines à gaz) ; ces machines ont des échappements soit radiaux (Fig. 3), soit axiaux (Fig.4) suivant les conditions d'installation et la technique du condenseur ;

b) Des machines à contrepression (Fig. 5) où la totalité du débit de vapeur sera envoyé dans un autre procédé, comme **par exemple des unités de chauffage urbain.**

c) Des machines que l'on pourrait appeler "mixtes" où une partie importante du débit de vapeur est prélevé en cours de détente pour alimenter l'autre procédé et le reste va à l'échappement à plus basse pression pour maximiser l'énergie électrique produite, comme **par exemple dans les usines de production de pâte à papier.**

Ainsi, la figure(5) montre une turbine à contrepression où un jeu de soupapes régulatrices, analogue à celui qui assure la régulation de vitesse en tête de la machine, a été ajouté pour cette fonction. La figure (7) est la coupe d'une turbine à condensation où l'on a utilisé un obturateur à grille (en jaune) qui assure la même fonction. Dans ce cas de turbines que l'on appelle « à extraction réglée », on réalise une régulation multi variables découplant totalement les deux fonctions vitesse et pression.

Une autre particularité des lignes d'arbres incluant ces turbines est que la puissance est transmise à l'alternateur par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse. Les vitesses de rotations sont donc largement plus élevées que les 1 500 ou 3 000 tr/min des turbines des centrales de production d'électricité. Ces vitesses de rotation sont adaptées pour obtenir des triangles de vitesse et des auteurs d'aubages conduisant à de hauts rendements aérodynamiques.

Cette particularité conduit naturellement à un autre domaine d'application de ces turbines à vapeur industrielles qui est celui des entraînements mécaniques de compresseurs centrifuges **comme le cas de notre travail** ou de pompes alimentaires des centrales thermiques par exemple, ou applications pour lesquelles on a besoin de hautes vitesses de rotation.

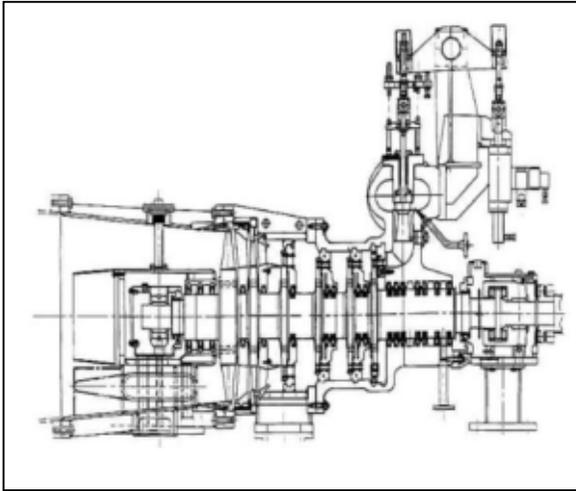


Figure 3 : Turbine à condensation (Échappement radial) [01]

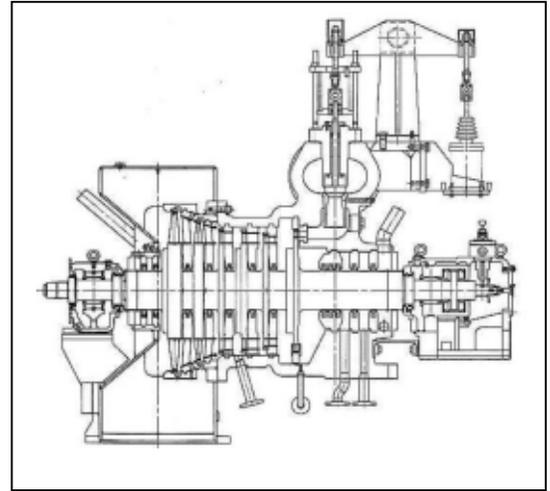


Figure 4 : Turbine à condensation (Échappement axial) [01]

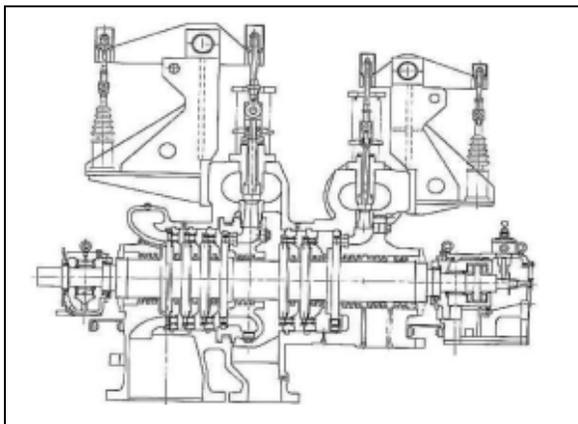


Figure 5 : Turbine à contrepression [01]

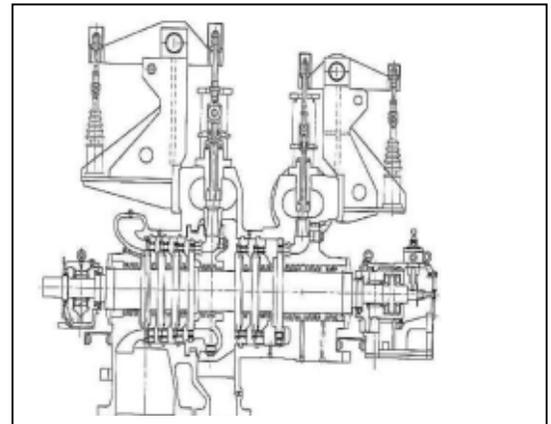


Figure 6 : Turbine à contrepression et extraction réglée [01]

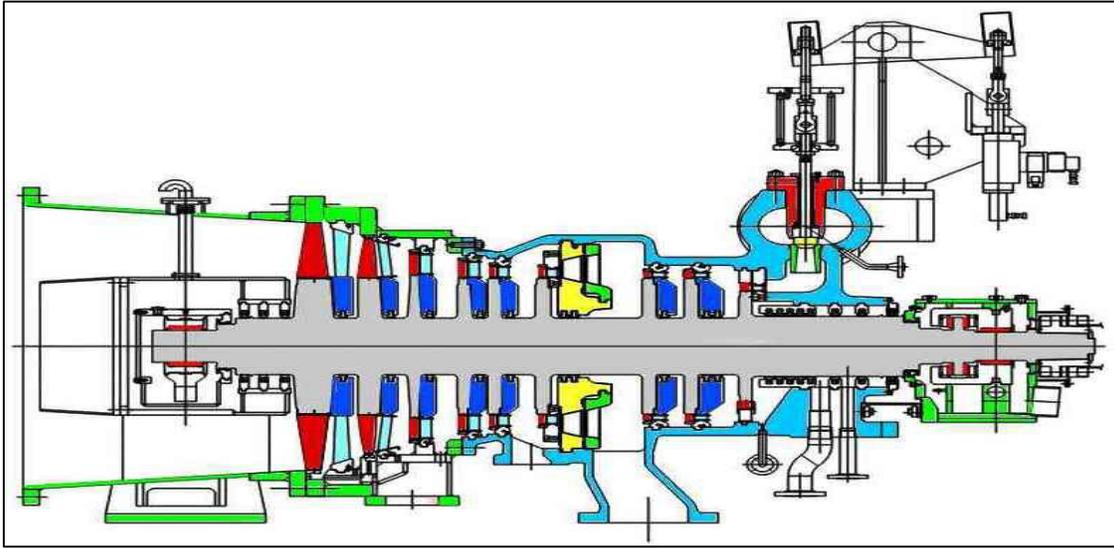


Figure 7 : Turbine à condensation et extraction réglée [01]

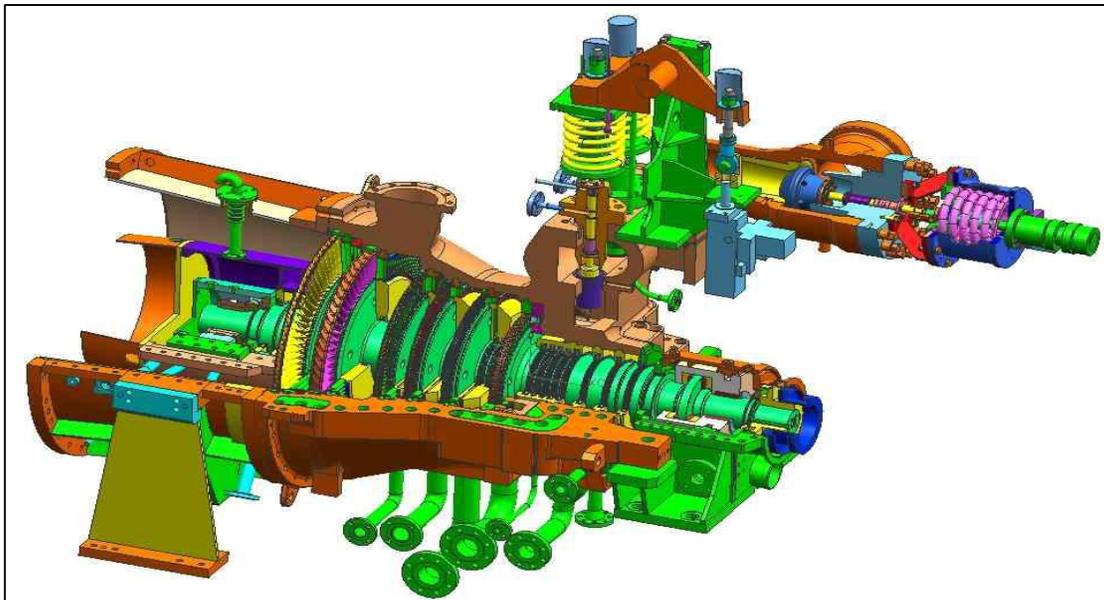


Figure 8 : Schéma d'une turbine à vapeur industrielle réglée [01]

Généralement les **turbines industrielles (Fig. 8)** se composent :

- D'une enveloppe en acier moulé pour l'admission, se terminant souvent en une partie d'échappement à basse pression en mécano soudé ; elle possède un plan de joint horizontal boulonné ; son montage sur socle ou sur massif en béton doit autoriser toutes les dilatations thermiques sans aucun bridage ;
- De paliers portant le rotor et d'une butée ; la technique utilisée pour les coussinets et la butée est celle des paliers hydrodynamiques à patins oscillants ; dans le cas des machines à échappement axial, comme dans la figure (7), le palier côté échappement dans le flux de vapeur est porté dans l'enveloppe par des bras ;
- D'un rotor monobloc en acier forgé portant les aubages mobiles et accouplé par un accouplement flexible à la machine entraînée ;
- D'aubages fixes montés dans des diaphragmes assemblés dans le stator ;
- D'étanchéités de sorties d'arbre et d'étanchéités internes à labyrinthes ;
- D'organes de contrôle des débits de vapeur (boîte à soupapes régulatrices pour l'admission, boîte à soupapes ou obturateur à grille pour l'extraction) intégrés à l'enveloppe et commandés par des servo-vérins hydrauliques ;
- D'une vanne d'arrêt de sécurité.

I.2. LES COMPRESSEURS

I.2.1 INTRODUCTION

Les machines de compression reçoivent de nombreux noms qui ne sont pas liés à leur conception et leur technologie, mais à leur utilisation, qu'elle soit industrielle ou domestique : ventilateurs, soufflantes, sur presseurs, compresseurs, pompes à vide, pompe (à vélo), etc. La littérature divise ces machines en deux grandes catégories :

- **les compresseurs « volumétriques »**
- **les compresseurs « dynamiques »**

Historiquement, les machines volumétriques ont été les premières à voir le jour. Le génie des mécaniciens a fait le succès de ce type de matériel. Mais la limitation en débit de cette conception de machine et, surtout, les progrès de la Mécanique des Fluides ont conduit à une autre façon d'échanger mécaniquement de l'énergie avec un fluide. On a bien du mal à trouver un terme générique pour cet autre type de machine et on rencontre dans la littérature les expressions : machines centrifuges, turbomachines, ou encore machines roto dynamiques.

Au cours des années, le terme « **machines centrifuges** » est devenu impropre. Historiquement, il correspond au fait que les premières machines, autres que volumétriques, construites aux environs de 1900, étaient centrifuges ; non pas que ce type de compresseur, inventé par le professeur Rateau, l'ait été tellement plus tôt que le compresseur axial étudié en Grande-Bretagne par Parsons entre 1901 et 1906, mais parce que la machine centrifuge a atteint bien plus rapidement sa maturité technique.

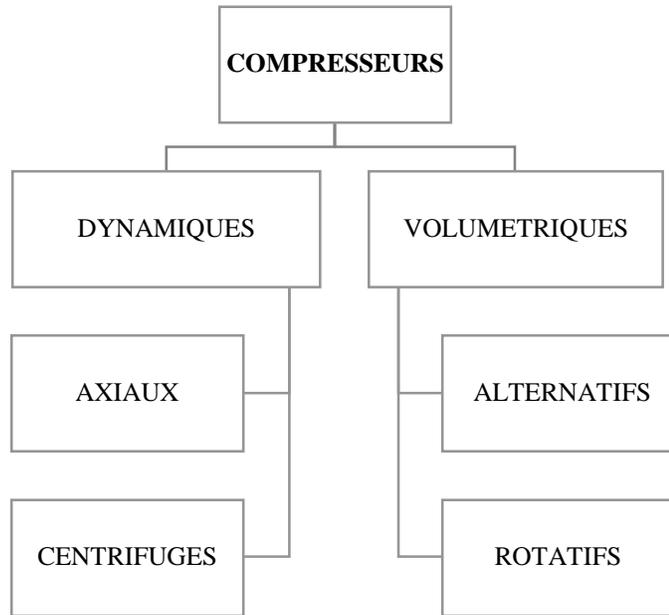


Figure 9 : Classification des compresseurs [01]

I.2.2 GENERALITES

Le compresseur a pour effet de comprimer de l'air à des pressions allant jusqu'à 300 bars, afin d'alimenter les bouteilles et les blocs tampons par exemple.

I.2.3 LES DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS

Les compresseurs peuvent être classifiés selon le principe du fonctionnement en deux catégories principales (Figure 9):

I.2.3.1 COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES

- Ils sont eux-mêmes subdivisés en deux familles :

A. Compresseurs alternatifs

- Qui incluent les compresseurs à piston et les compresseurs à membrane. Les compresseurs à piston ont un mode de compression pratiquement isentropique mais ne possédant pas de mécanisme à vitesse constante, ils ont des éléments présentant du frottement, et, les clapets servant au transvasement ont des fonctionnements plutôt sévères.

Cette particularité, en plus du mouvement alternatif, limite en application industrielle les possibilités de ce type de machine en débit.

B. Les compresseurs rotatifs

- Type Roots (ou à lobes), à vis, à palettes, à becs, à anneau liquide, etc. Les particularités mécaniques de ces différentes machines les ont rendues efficaces sur des services assez spécifiques. L'air service pour les compresseurs à vis par exemple, ou certains cycles froids ; le vide pour les compresseurs type Roots à anneau liquide ou à becs, certains gaz pour les palettes glissantes. Des technologies de parties mobiles sans contact permettent des débits non négligeables par le moyen de vitesses de rotation élevées.

I.2.3.2. Compresseurs dynamiques

- Dans ces machines, l'énergie est transférée au gaz par l'intermédiaire d'un aubage animé d'un mouvement rotatif, ce qui confère à ces machines le nom de "roto dynamique" (dans les "techniques de l'ingénieur"). La forme du trajet du fluide les classent comme pour les pompes en :

A. Machines centrifuges (radial flow) : où le gaz sort de l'aubage dans un champ perpendiculaire à l'axe de rotation [02].

B. Machines axiales (axial flow) : où le gaz sort de l'aubage dans une direction générale parallèle à l'axe de rotation [02].

C. Machines hélico-centrifuges (mixed flow) : où le gaz sort de l'aubage dans une direction Intermédiaire aux deux précédentes ces dernières machines, peu présentes en industrie de procédé, se rencontrent parfois sur des compresseurs de transport par gazoduc.

Le diagramme suivant montre les domaines conventionnels des différentes machines. Il montre principalement que le critère le plus fondamental de présélection d'un type de compresseurs est le **débit volumique** ou "**débit aspiré**". Le diagramme fait également apparaître, comme limite de débit, l'influence de la pression de refoulement [02].

Pour les machines volumétriques, il s'agit généralement de limites technico-économiques, notamment liées aux différences de pression pouvant créer des contraintes mécaniques qui augmentent avec la pression de refoulement. Ceci vient du fait que les taux de compression, rapports des pressions absolues refoulement sur aspiration, ne sont pas dépendants de la pression finale de refoulement [01].

- Pour les compresseurs centrifuges, les limites tracées correspondent à une valeur considérée comme minimale du rendement énergétique de la compression.

- Enfin, un élément clé de la conception, est de considérer le gaz comme compressible ou incompressible. Pour les ventilateurs fournissant très peu de différence de pression entre l'aspiration et le refoulement (quelques centaines de Pascal), le gaz (généralement l'air) est considéré incompressible, mais ceci n'est pas un critère permettant de donner un nom spécifique à la machine.

- Pour l'air, l'appellation "*ventilateur*" est conservée pour des taux de compression de l'ordre de 1,2, mais avec ce type d'application, la compressibilité de l'air n'est pas négligée.

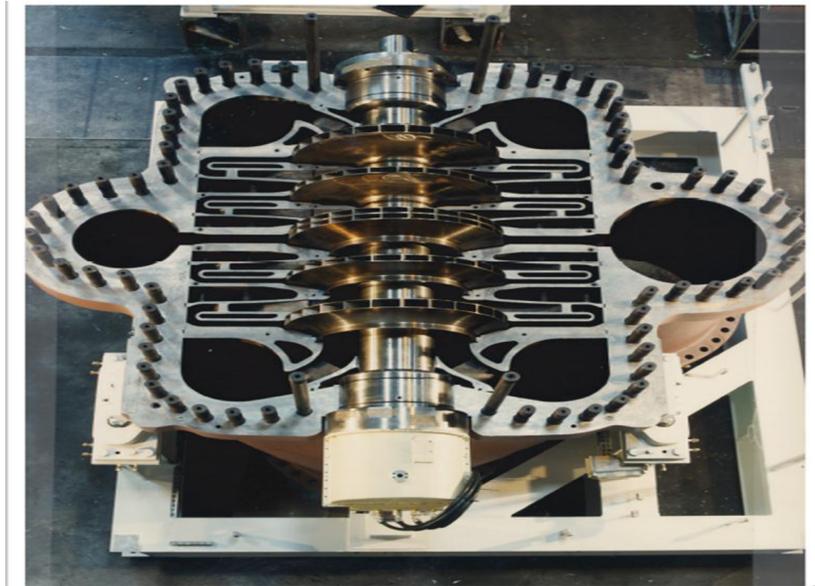


Figure 10 : compresseur centrifuge double flux ouvert [02].

I.2.3.3. le compresseur centrifuge

- Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de forte puissance (1 à 20 MW) dont le fonctionnement est absolument vital pour l'unité dans laquelle ils sont installés. Les consommations correspondantes sont très élevées et la conduite économique de ces machines est souvent essentielle pour l'efficacité du procédé [02].

Sur le site, un compresseur centrifuge forme avec ses annexes, un ensemble qui comprend

- le compresseur lui-même
- le dispositif d'entraînement
- un ensemble d'équipements auxiliaires

I.2.3.2.1.PRINCIPES

- Les compresseurs centrifuges sont une technique plus récente que la turbine à vapeur. Ils ont pris le relais de compresseurs alternatifs (à pistons) dans les applications nécessitant de plus grands débits volumiques. Ils se situent entre ces compresseurs alternatifs et les compresseurs axiaux de grands coefficients de débit [01].

- Les compresseurs centrifuges présentent des avantages indéniables de disponibilité (maintenance réduite) par rapport aux machines alternatives, ainsi que de pouvoir manipuler des débits volumiques beaucoup plus grands avec une taille de machine acceptable. Les machines auxquelles nous nous intéressons sont celles destinées à l'industrie du pétrole, de la pétrochimie et du gaz naturel. On les appelle aussi souvent compresseurs centrifuges "de procédé", étant donnée leur implication dans le traitement auquel ils sont associés.

- Sur le plan aérodynamique, les compresseurs centrifuges couvrent une très large plage de coefficient de débit entre 0,005 et 0,12. Ils se situent au-delà des compresseurs alternatifs et en dessous des machines hélico-centrifuges, et donc en dessous des compresseurs axiaux qui ont des coefficients de débit supérieurs à 0,3.

- La plage des machines à laquelle nous nous intéressons utilise typiquement des vitesses périphériques au niveau du diamètre extérieur des roues ou impulseurs atteignent 300 m/s. Ceci conduit à des vitesses de rotation de 5 500 à 18 000 tr/min, suivant les diamètres de roues sélectionnés (ici de 300 à 700 mm). Les puissances par corps atteignent 30 MW.

Leurs applications couvrent :

- dans le domaine du gaz naturel : la récupération du gaz sur champ, le traitement (désulfuration séparation), le transport (gazoducs) et le stockage en cavités ;
- dans le domaine du pétrole : la récupération assistée du pétrole par les procédés de "gaz lift" (compression jusqu'à 150 bar) ou de réinjection de gaz naturel dans le champ (au-delà de 300 bar) ;
- dans le domaine du raffinage : les unités de craquage, d'hydrotraitement, d'aromatisation, d'isomérisation, d'alkylation, etc. où les compresseurs centrifuges font tourner la charge dans les réacteurs et constituent ainsi les véritables moteurs des raffineries ;
- dans le domaine de la pétrochimie : les unités d'engrais (ammoniac, urée), etc.

- Les plages de pression sont les plus étendues dans les domaines du gaz naturel et du pétrole (où l'on manipule la phase gazeuse) : de la pression atmosphérique à 800 bar.

- La composition du gaz est celle du gisement, donc la masse, et surtout les composants "acides" (dioxyde de carbone CO₂ et sulfure d'hydrogène H₂S) sont typique de chaque site. Les composants acides sont en constante augmentation dans les applications, compte tenu de la diminution des ressources (on a longtemps laissé de côté les champs "acides"), de l'évolution des procédés de traitement qui tolèrent mieux ces composants, et enfin de la protection de l'environnement (récupération des effluents acides qui étaient autrefois torchés, et que l'on va maintenant traiter). L'impact de ces composants acides en milieu humide est considérable sur la métallurgie de la machine en raison des risques de fissuration par corrosion sous tension qu'ils génèrent [02].

- Les applications de raffinerie et de pétrochimie voient la plus grande plage de masse molaire depuis 4 ou 5 kg/kmol pour les précédés nécessitant une forte recirculation d'hydrogène, jusqu'à 40 à 50 kg/kmol pour les groupes de réfrigération (alkylation).
- Ces éléments, associés aux productions des sites, expliquent l'unicité des applications de ces compresseurs, pour lesquels les activités de conception, et par conséquent d'études de dynamique constituent une phase primordiale dans la production. L'architecture des lignes de compression est également très dépendante de l'application.
- Pour atteindre des taux de compression élevés (100 par exemple entre 4,5 à 450 bar pour une application de réinjection de gaz naturel), il est nécessaire de disposer plusieurs machines multi étagées en série. Les étages sont regroupés en sections pour lesquelles la limite est la température de refoulement pour des considérations de comportement du gaz, de technologies d'étanchéités et de rendement aérodynamique. Les sections sont regroupées par corps avec comme seule limite les considérations de dynamique de rotor ; ce point concerne directement le présent mémoire. Enfin, les corps sont regroupés par lignes d'arbres pour limiter le nombre d'entraîneurs, le volume et les poids des installations (considérations particulièrement importantes en offshore).

I.2.3.2.2. Présentation extérieure :

- Extérieurement un compresseur centrifuge se présente généralement sous la forme d'une machine à un ou plusieurs corps. Le nombre de corps mis en œuvre dépend du taux de compression.
- Le corps est à **plan de joint horizontal** quand la pression est inférieure à 35-40 bars, il est à **plan de joint vertical** (on dit communément compresseur de type "barrel") pour les pressions plus élevées.

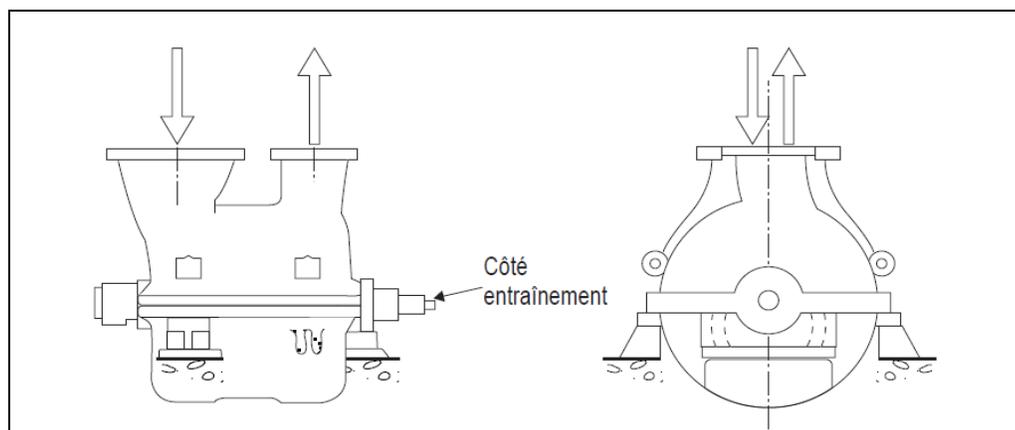


Figure 11 : Compresseur à plan de joint horizontal [02].

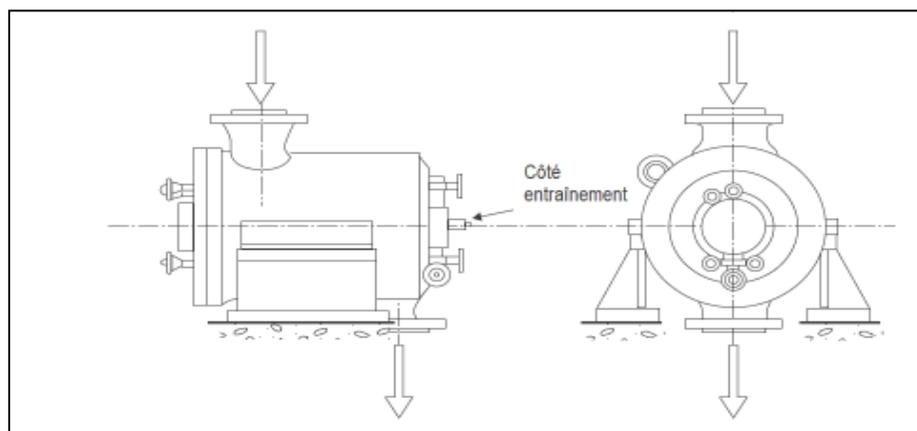


Figure 12 : Compresseur à plan de joint vertical type (barrel) [01].

A. Les corps à plan de joint horizontal

- Ont généralement les tubulures d'aspiration et de refoulement solidaires de leur de mi-corps inférieur, ce qui permet de ne démonter que le de mi-corps supérieur lors des opérations d'inspection ou de réparation de l'intérieur de la machine et du rotor.

B. Les corps de type « barrel »

- Sont utilisés pour des pressions de gaz véhiculé élevées ou à basse pression dans certains cas particuliers, (ex : gaz riche en hydrogène). L'ensemble des pièces qui constituent le rotor et le stator est mis en place dans un corps cylindrique, appelé barrel et contenant les lignes d'aspiration et de refoulement verticales.
- Quel que soit le type de corps, le montage des pièces internes doit être tel qu'il en assure la parfaite concentricité avec l'axe de rotation, tout en leur permettant une libre dilatation thermique [03].
- Par ailleurs, le corps lui-même doit être supporté et guidé de manière à conserver en service le meilleur alignement possible entre le compresseur et le dispositif d'entraînement.

I.2.3.2.3. Dispositif d'entraînement

- Les compresseurs centrifuges peuvent être entraînés par une **turbine à vapeur** (groupe Turbocompresseur), un moteur électrique (groupe moto-compresseur) et quelquefois une turbine à gaz.

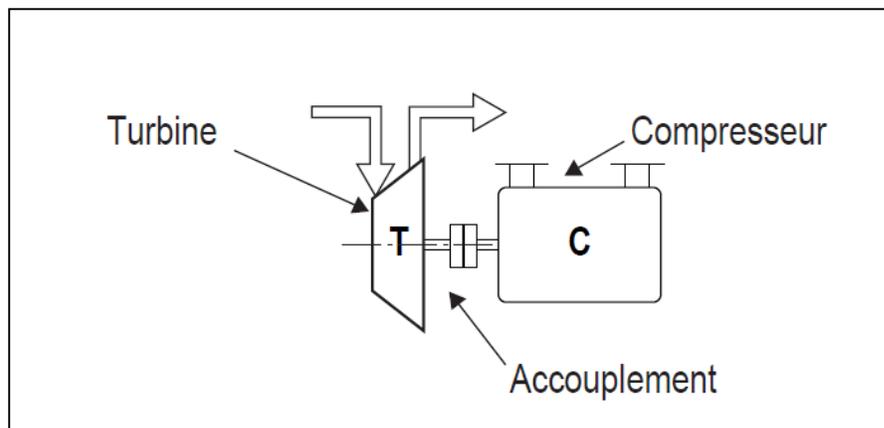


Figure 13 : Entraînement par une turbine à vapeur à vitesse variable [03].

A. Entraînement par une turbine à vapeur

- La turbine à vapeur est, sauf exception, accouplée directement au compresseur et tourne donc à la même vitesse que lui (5000 tr/min à 12 000 tr/min).
- Cette disposition permet de réguler le débit du compresseur de manière économique par simple variation de la vitesse de rotation de la turbine.

B. Entraînement par un moteur électrique

- Le moteur électrique entraîne dans ce cas le compresseur à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré au compresseur (compresseurs d'air, compresseurs de vapeur d'eau, ...).
- Dans le cas de moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit. De plus en plus fréquemment les compresseurs centrifuges sont entraînés par des moteurs électriques à vitesse variable permettant ainsi de réguler le débit économiquement.

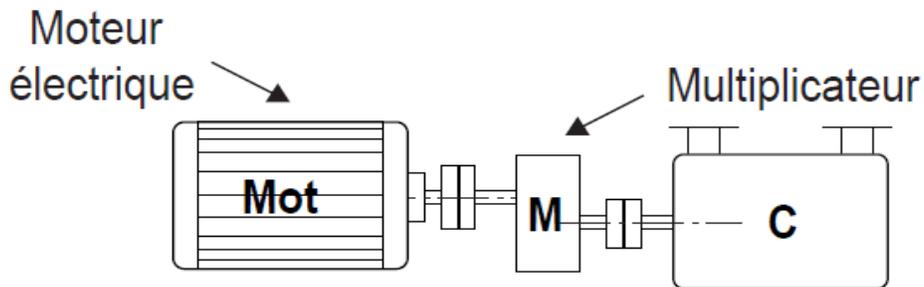


Figure 14 : Entraînement par un moteur électrique à vitesse fixe ou variable [03].

I.2.3.2.4. Disposition interne

- Un compresseur centrifuge est composé d'une ou plusieurs roues dans lesquelles le gaz reçoit de l'énergie. Des canaux internes (diffuseurs) récupèrent le gaz en sortie de roue et le ramène sur la roue suivante (canal de retour).

Différentes dispositions des roues au sein du compresseur sont présentées ci-après.

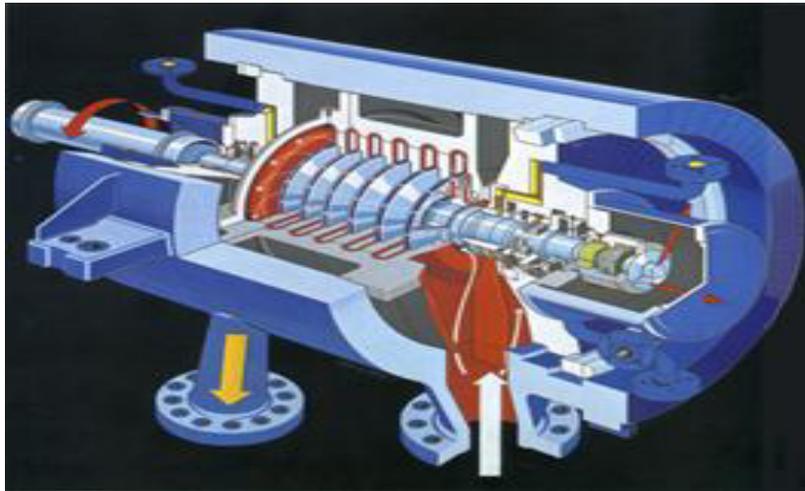


Figure 15 : Compresseur multicellulaire roues montées sur le même arbre. Les roues de ce compresseur sont “fermées” [03]

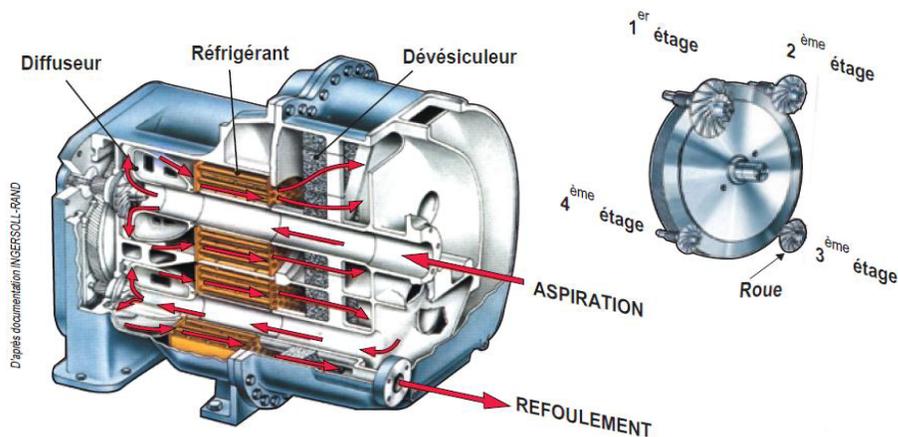


Figure 16 : Compresseur multicellulaire roues montées sur quatre arbres Différents – roues ouvertes [03].

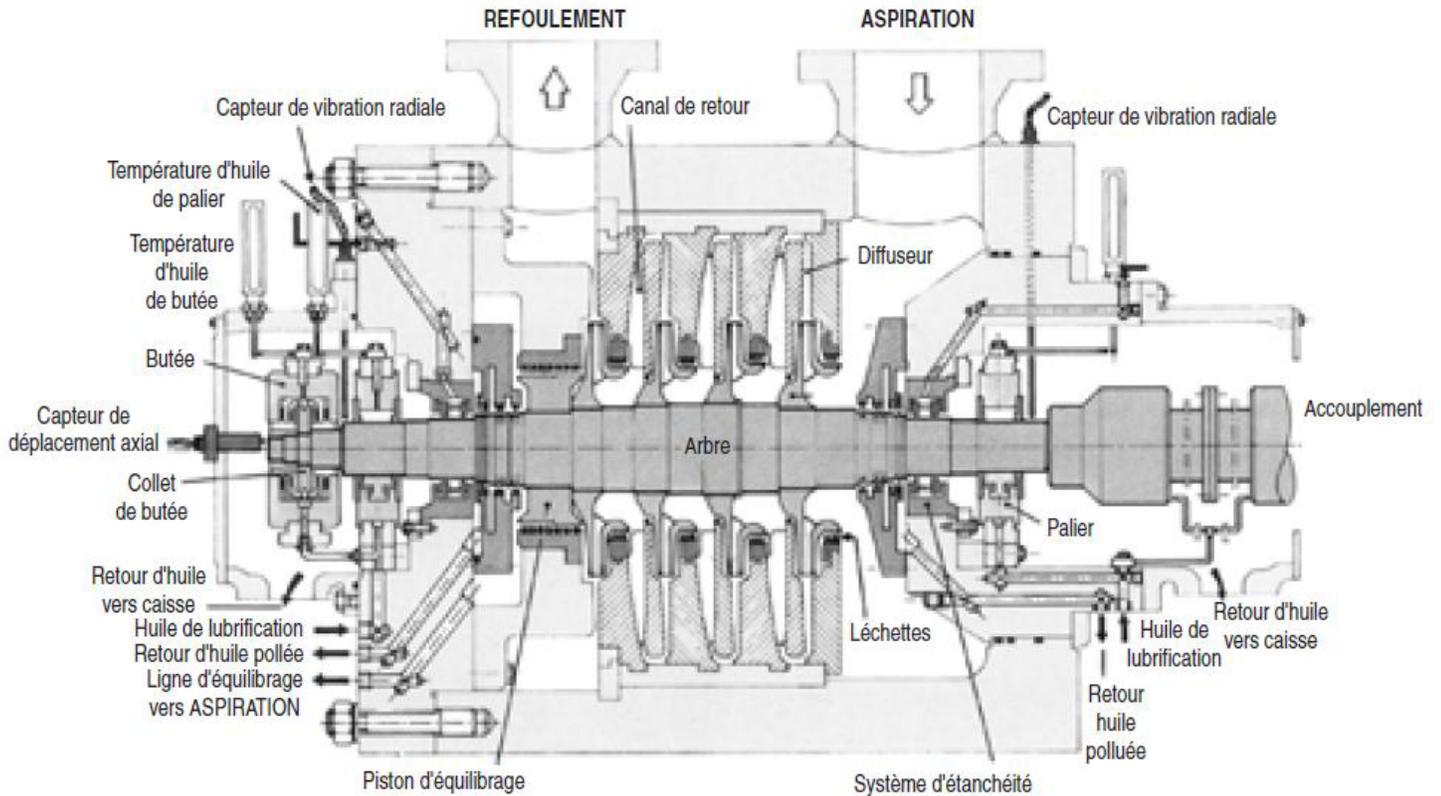


Figure 17 : représentation interne d'un compresseur centrifuge [01].

I.2.4 Ensemble compresseur :

- Le rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les roues. Le poids du rotor et sa vitesse de rotation imposent cependant des paliers spécifiques assurant une rotation sans vibration, ni échauffement excessif, avec une très grande fiabilité. La butée qui positionne axialement le rotor est prévue pour encaisser des efforts normaux élevés et des effets supplémentaires sur incidents.

I.3 CONCLUSION :

Dans ce chapitre les différents organes des turbo machine (turbine, compresseur) et les types de ces derniers.

CHAPITRE 2 :
TURBOCOMPRESSEUR
103 J

CHAPITRE 2 : TURBOCOMPRESSEUR 103 J

INTRODUCTION

Les turbomachines industrielles, installées dans des unités de récupération d'énergie (turbines à vapeur), de traitement de gaz naturel (compresseurs centrifuges), ou pour notre cas dans l'unité d'ammoniac à FERTIAL (Turbocompresseur 103 J) constituent les moteurs de ces unités. Sans elles, le fluide dit « moteur » ne circulerait pas et la production ne se ferait pas. Leur disponibilité et leur fiabilité sont des éléments clés de l'exploitation des unités de production.

II.1.Principe de fonctionnement du Turbocompresseur 103j :

II.1.1.Fonctionnement de la turbine à vapeur :

La vapeur s'écoule dans les tuyères, vers la turbine dans laquelle les jets sont fixés sur la partie intérieure de l'enveloppe de la turbine, la première roue à action, dilate la vapeur et augmente sa vitesse vite, après la vapeur traverse le redresseur qui dirige leurs trajets vers la deuxième roue, la vapeur se dilate encore et sa vitesse devient plus grande, en suit après la vapeur s'écoule vers les autre roues faisant tourner l'arbre sur laquelle elles sont montées.

Lorsque la vapeur se dilate, sa température diminue et donc énergie interne diminue, cette réduction de l'énergie interne s'accompagne d'une augmentation de l'énergie cinétique sous la forme d'une accélération des particules de vapeur. La turbine développe une poussée axiale du fait de la chute de pression sur les roues, cette poussée est généralement compensée par l'utilisateur d'un piston d'équilibrage. A la sortie de la turbine en fond d'échappement la vapeur se transforme en eau dans le condenseur au moyen de l'eau refroidissement, puis elle est récupérée dans une bache à l'aide des pompes s d'extraction de condensation.

Dans le condensateur règne parce que le vide d'où la pression est inférieure à 0.1bar.

II.1.2.Fonctionnement de compresseur :

L'air s'écoule par des tuyères d'aspiration vers le premier étage de la basse pression à 25.6 bar et 38°C est comprimé jusqu'à 64.9 bars et 173°C, ce gaz passe ensuite par les réfrigérant, la température diminue jusqu'à 8°C.

La sortie du premier étage et l'entrée du deuxième étage sont liées par une petite tuyère qui sert à équilibrer la pression.

Le gaz comprimé parcouru vers le réfrigérant pour diminuer sa température, et réduire le besoin en puissance du compresseur, après la réfrigération, le gaz s'écoule vers l'entrée du deuxième étage, il se comprime encore avec un gaz de recyclage de la boucle de synthèse, et il doit sortir du deuxième étage avec une température et une pression de (T=70°C, P=150°bars).

II.2.Caractéristiques 103J

II.2.1.Caractéristique technique de la turbine :

Turbine KR25, puissance maximale sur l'accouplement	13600KW
Turbine V25, puissance maximale sur l'accouplement	4110KW
Puissance totale sur l'accouplement des turbines	17710KW
Puissance maximale continue)	
Vitesse (régime nominal 100%)	10527tr/min
Vitesse de fermeture rapide	12100tr/min
Gamme de régulation de vitesse (par rapport à 100%)	80 – 105%
Vitesse de fonctionnement continue maximal	8400tr/min
Vitesse e fonctionnement continue minimal KR25	N1=7600tr/min
Vitesse du compresseur critique à la flexion V25	N2=7800tr/ min

Tableau 1 : Caractéristique technique des turbines KR25 et V25 [4]

II.2.2. Caractéristique technique de la turbine Kr25 (103-JTHP):

Pression de vapeur vive, normale :	102 bar eff
Maximal :	113 bar eff
Température de vapeur vive, nominale :	439°C
Maximal :	470°C
Pression de vapeur épuisée, nominal :	39.6 bar eff
Maximale :	44.5 bar eff
Capacité d'aspiration :	env. 260 t/h
Température maximale admissible de la vapeur Epuisée :	470°C

Tableau 2 : Caractéristique technique de la turbine KR25 [4]

II.2.3. Caractéristique technique de la turbine v25 : (103-JTBP) :

Pression de vapeur vive, normale :	39.3 bar eff
Maximal :	44.5 bar eff
Température de vapeur vive, nominale :	320°C
Pression de vapeur épuisée, nominal :	0.16 bar eff
Capacité d'aspiration :	env. 21 t/h
Température maximale admissible de la vapeur Epuisée :	120°C

Tableau 3 : Caractéristique technique de la turbine V25 [4]



Figure 18 : les turbines de la (103-JBP ,103J-HP) [4]

II.2.4. Compresseurs 103JBP/HP:

- Le compresseur de gaz de synthèse est destiné à monter la pression des gaz provenant du traitement pour la réaction de conversion d'ammoniac et a maintenir le gaz de synthèse a une pression suffisante pour permettre la circulation dans l'équipement de la boucle de synthèse.
- Le gaz de synthèse de la section reforming (méthanisations) est comprimé et envoyé à la boucle de synthèse.
- Les limites de la section sont de la vanne d'isolement du gaz synthèse à l'aspiration du compresseur jusqu'à la vanne d'isolement du gaz dans la conduite de refoulement.
- Sans le compresseur 103J la réaction dans le convertisseur d'ammoniac est impossible, donc l'arrêt de la section suit tout déclenchement du compresseur.

II.2.4.1. Conditions de fonctionnement du compresseur :

A. Caractéristique du compresseur Basse Pression (BP) :

Pression d'aspiration	24.6 bars
Température :	38°C
Pression air refoulement	63bars
Vitesse de rotation	10343 tr/min
Puissance d'entraînement	17.709Kw
Température maximale admissible de la vapeur Epuisée :	120°C
Température de refoulement	187°C
Vitesse maxi	11000 tr/ min
Nombre de roues	9
Débit gaz normal	46.837 /h

Tableau 4 : Caractéristique technique de compresseur BP [4]

B. Caractéristiques du compresseur Haute Pression :

Pression d'aspiration	63.4 bars
Température :	8°C
Pression entre intermédiaire	134 bars
Température entre intermédiaire	43°C
Pression air refoulement	150 bars
Vitesse de rotation	10343 tr/min
Puissance d'entraînement	17.709Kw
Température de refoulement	74°C
Vitesse maxi	11000 tr/ min
Nombre de roues	8
Poids	10800 Kg
Débit gaz normal	46.837 /h
Débit d'entrée normal gaz	46.837Kg/H
Débit d'entrée entre étage gaz	282.794Kg/h
Débit refoulement normal gaz	328.794 Kg/h

Tableau 5: Caractéristique technique de compresseur HP [4]

II.3.Circuit vapeur (turbine 103JT HP et BP) :

La vapeur **surchauffée** est détendue dans la première turbine (HP), la vapeur est évacuée dans un collecteur de vapeur **moyenne pression** et dirigée vers une deuxième turbine (BP), et **condensée** dans un condenseur a surface.

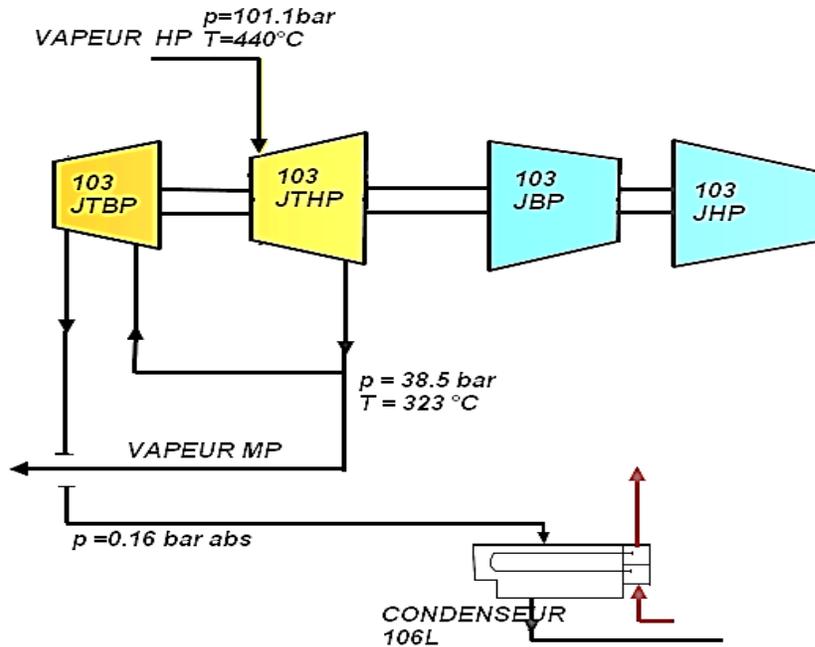


FIGURE 19 :Circuit de vapeur T.C 103J [05]

II.4.Compression de gaz se synthèse :(103JBP –HP) :

Le compresseur de gaz de synthèse 103J est un compresseur à deux enveloppes et trois étages. L'enveloppe BP contient un seul étage et l'enveloppe HP les étages deux et trois.

Après avoir passé par le ballon-tampon 104F pour retenir le liquide, le gaz synthèse provenant de la méthanisations entre dans l'enveloppe BP et est comprimé dans le premier étage. Le gaz comprimé sort et passe à travers trois échangeurs.

Le gaz refroidi passe par un ballon-tampon 105F, pour retenir le liquide avant de passer à l'enveloppe HP au deuxième étage pour être comprimé d'avantage. Entrant directement au troisième étage, le gaz synthèse est combiné à un débit de gaz de recyclage de la boucle de synthèse. Le gaz synthèse formant le mélange sont comprimés ensemble. Il sort ensuite de l'enveloppe HP et passe à travers le réfrigérant 124-c pour le refroidissement avant d'être dirigé vers la section synthèse.

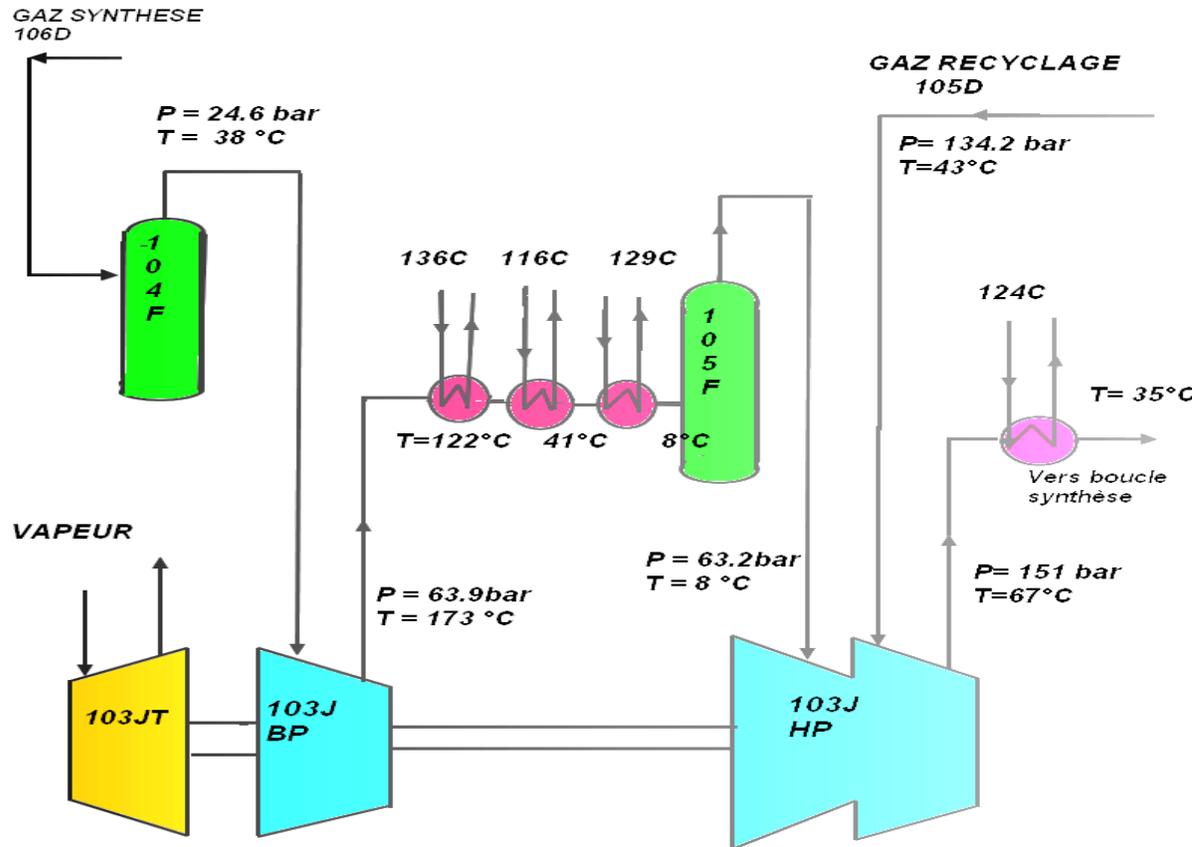


FIGURE 20 : Compression de gaz de synthèse 103J [05]

II.4.HUILE DE GRAISSAGE :

L'huile de graissage est stockée dans un réservoir sous atmosphère d'azote pour éviter toute oxydation.

Le réservoir est pourvu d'une vanne de purge, d'un niveau à glace, d'une jauge, d'un raccord de remplissage, d'un évent, d'une alarme de niveau bas LLA341 et d'un serpentín de réchauffage à vapeur.



FIGURE 21 : Réservoir d'huile de graissage [04]

II.4.1. Les Pompes de graissage :

Les conduites d'aspiration alimentant les pompes d'huile de graissage ont chacune leur filtre et la vanne de sectionnement.

La pompe d'huile principale est entraînée par turbine à vapeur.



FIGURE 22 : Pompe principale de graissage [04]



FIGURE 23 : Pompe auxiliaire de graissage [04]

Le refoulement des pompes d'huile de graissage est équipé d'un manomètre **PI**, d'un clapet anti retour et d'une vanne de sectionnement.

PA 341 (PS130) au refoulement, occasionne le démarrage automatique de la pompe d'huile auxiliaire lorsque la pression d'huile devient trop faible.

L'huile de graissage passe ensuite aux réfrigérants d'huile. Un **TI** indique la température d'entrée et une vanne à trois voies dirige l'écoulement. Un by-pass contourne cette vanne pour équilibrer avant la mise en service des réfrigérants.

L'huile de graissage arrive ensuite aux filtres d'huile passant par une vanne à trois voies. Un by-pass contourne cette vanne pour équilibrer la pression avant la mise en service des filtres.



FIGURE 24 : Réfrigérants d'huile de graissage [04]



FIGURE 25 : Mano mètre pour mesurer la pression au niveau de la pompe de graissage [04]

HPDA343 (DPIS) mesure la pression différentielle des filtres pour indiquer leur état de colmatage et la nécessité de nettoyage.

Le collecteur d'huile de graissage est pourvu d'un manomètre **PI**, de LLPA347 (**PS256**) et LLPA342(**PS223**) transmet un signal au circuit d'arrêt d'urgence lorsque la pression d'huile devient trop faible.

Un by-pass de régulateur assure la circulation d'huile de graissage à la turbine lors du démarrage.

Tous les paliers des compresseurs et des turbines sont alimentés en huile de graissage. Des thermomètres **TI** indiquent la température des paliers et des **LG** pour vérifier la circulation d'huile à travers les paliers.

L'huile de graissage retourne vers le collecteur qui recueille également le retour d'huile de régulation avant d'être envoyée au réservoir.

II.4.2.Huile d'étanchéité :

Huile d'étanchéité du compresseur provient directement du circuit d'huile de graissage. Huile d'étanchéité est prélevée en amont de régulateur de pression (du circuit graissage) qui contrôle la pression de collecteur d'huile de graissage. la conduite alimente l'aspiration des deux pompes de l'huile d'étanchéité. la pompe principale est entraînée par une turbine à vapeur MP

La pompe auxiliaire du circuit d'huile d'étanchéité est entraînée par moteur électrique.

Les conduites d'aspiration des pompes d'huile d'étanchéité sont équipées d'une vanne de sectionnement. Le refoulement des pompes comporte un manomètre **PI**, un clapet d'anti retour et une vanne de sectionnement. La tuyauterie et l'équipement en aval sont protégés par une soupape de sécurité (**PSV**) dans chaque conduite de refoulement.



FIGURE.26 : Les conduites d'aspiration d'une moto pompe d'huile d'étanchéité [04]



FIGURE.27 : Turbo pompe d'huile d'étanchéité [04]

L'huile d'étanchéité parvient aux filtres d'huile, deux jeux de deux filtres sont prévus et une vanne à trois voies dirige l'écoulement vers un jeu ou l'autre. Un by-pass avec un régulateur contourne la vanne à trois voies pour équilibrer la pression à travers la vanne avant la mise en service des filtres et indique l'état de colmatage(DPIS).



FIGURE.28 : Filtre d'huile [04]

La différence entre la pression de référence de l'huile d'étanchéité et la pression en aval des vanne de réglage de circuit d'huile d'étanchéité contrôle le débit de fluide dans le circuit en ouvrant et fermant la vanne de contrôle automatique(124) de la ligne de recyclage qui renvoie l'huile au réservoir.

L'huile d'étanchéité s'écoule dans les circuits d'huile haute et basse pression par des vannes de contrôle. Un clapet d'anti retour (238 et239) empêche dans chaque ligne le retour d'huile d'étanchéité en cas de défaillance des pompes. Un manomètre mesure la pression de collecteur sur chaque circuit PI216 et 217.

La pression des réservoirs supérieurs d'huile d'étanchéité est maintenue à la pression de refoulement des pompes. Le temps entre l'arrêt et l'évacuation totale d'huile est de 5minutes. En cas de défaillance des pompes d'huile d'étanchéité le réservoir supérieur assure l'huile d'étanchéité d'urgence pendant au moins 20secondes à l'étage BP et HP.

Le circuit comprend des alarmes de haut niveau HLA344 du circuit d'huile d'étanchéité haute pression et HLA347 du circuit basse pression. LLA345 du circuit HP et LLA348 du circuit BP occasionne le démarrage automatique de la pompe auxiliaire lorsque la pression de refoulement de l'huile d'étanchéité devient trop faible. LLA346 du circuit HP et LLLA349 du circuit BP sont liées au circuit d'arrêt d'urgence. Chaque réservoir compte un indicateur de niveau.

L'huile d'étanchéité s'écoule des collecteurs d'alimentation vers les garnitures des sections HP et BP du compresseur, puis vers les collecteurs d'huile d'étanchéité. Chaque collecteur est pourvu de vanne de sectionnement, d'un indicateur de niveau et d'un régulateur évacuant vers l'atmosphère. les événements se rejoignent et traversent un autre régulateur et un clapet d'anti retour avant de refouler à l'atmosphère.

Une vanne de niveau sur les collecteurs de l'huile d'étanchéité haute pression d'étend l'huile allant au dégazeur .l'huile d'étanchéité corrosive arrive ensuite au dégazeur ou un serpentin à vapeur évacué les gaz dissous. Deux vannes de purge sont prévues sur le dégazeur et l'évent refoule les gaz à l'atmosphère.

L'huile d'étanchéité débarrassée de ses gaz retourne au réservoir d'huile de graissage.



FIGURE.29 : Refoulement des gaz vers l'atmosphère [04]



FIGURE.30 : évacuation des gaz d'huile d'étanchéité [04]

II.5.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons montré les différents composants le rôle, les caractéristiques et l'importance du turbocompresseur 103J dans l'unité d'ammoniac.

PARTIE PRATIQUE

PROBLEMATIQUE

PROBLEMATIQUE :

Actuellement le TC 103j destinée à une surveillance rigoureuse car il occupe une place stratégique dans la chaîne de production d'ammoniaque.

Cette machine souffre actuellement d'un déséquilibre sévère ceci dit que cette machine possède une ligne d'arbre instable

L'objectif de notre étude consiste à diminuer les vibrations c'est-à-dire il faut que ce 103j retrouve son fonctionnement normal. Pour cela, on fait appel à quelques outils qu'on doit utiliser durant les phases du :

PRÉ DIAGNOSTIC :

Par les courbes de tendance (courbes d'histogramme) et nous intégrons une approche utilisant des indicateurs vectoriels plus riche d'information pour nous aide à avoir un diagnostic fiable et performant avec la fixation des indicateurs spécifiques révèlent le comportement dynamique de la machine surveillée.

DIAGNOSTIC :

Ici on essaye d'intégrer à une nouvelle méthode de surveillance par les orbites cinétiques avec la surveillance du paramètre S max (de pic à pic) à la place de la méthode traditionnelle (spectre fréquentielle à R.C).

OUTILS DU PRÉ-DIAGNOSTIC :

Courbes de tendances et les indicateurs vectoriels sont très riches en information utile. Cette phase du pré-diagnostic constitue avec aide très précieuse dans l'obtention d'un diagnostic fiable et précis. Dans cette phase on fixe comme indicateur de surveillance : vibration en 03 directions parce que chaque direction nous donne l'état et le comportement de la ligne d'arbre, la ligne repose sur huit paliers.

CHAPITRE 3 :
FORMULATION DE LA
PHASE DU
PREDIAGNOSTIC

CHAPITRE 3 : FORMULATION DE LA PHASE PREDIAGNOSTIC

INTRODUCTION :

Une vibration représente une réponse d'une structure à une force : Elle une grandeur vectorielle .Or le signal délivré par un capteur est une grandeur directionnelle qui représente la projection du vecteur vibration sur son axe de sensibilité maximale.la valeur efficace de l'amplitude d'une composante mesuré selon une direction n'est pas toujours suffisantes pour détecter l'existence d'une anomalie surtout lorsque son image vibratoire affecte les premières ondes de la fréquence.

Puis encore une diminution de la valeur efficace peut parfois être la conséquence d'une augmentation de l'amplitude des fréquences qui on diminuer.

Une composante vibratoire doit être caractérisée non seulement par son amplitude mais aussi avec sa phase .Cette phase traduit le décalage temporel entre la composante vibratoire considérée et une composante référence de même fréquence.

III.1.Présentation et interprétation des courbes de tendance :

		Date	01/04/2019(1)	01/04/2019(2)	01/04/2019(3)	02/04/2019(1)	02/04/2019(2)	02/04/2019(3)	03/04/2019(1)	03/04/2019(2)	03/04/2019(3)	04/04/2019(1)	04/04/2019(2)	04/04/2019(3)	05/04/2019(1)	05/04/2019(2)	05/04/2019(3)	06/04/2019(1)	06/04/2019(2)	06/04/2019(3)	07/04/2019(1)	07/04/2019(2)	07/04/2019(3)		
TURBINE BASSE PRESSION	P1	H	0,7	0,4	0,9	0,7	0,7	0,4	0,5	0,9	0,7	0,6	1,0	0,6	0,8		1,0	1,0	0,6	0,9	0,7		0,8		
		V	1,0	0,6	1,0	0,9	0,4	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6	1,0	0,6	0,6		0,9	0,9	0,7	0,9	0,7		0,9		
		A	1,0	0,7	0,8	0,8	0,7	0,8	0,7	0,9	0,9	0,5	0,9	0,7	0,8		0,9	0,7	0,7	1,0	0,7		0,9		
		Alarme mm/s	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
		Danger mm/s	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1

TABLEAU 06 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P1A



FIGURE 31 : COURBE DE TENDANCE AU NIVEAU PALIER 01A

TURBINE BASSE PRESSION					Date
P1					
Danger mm/s	alarm mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	1,0	0,9	1,0	08/04/2019(1)
7,1	4,1	1,1	1,1	0,5	08/04/2019(2)
7,1	4,1	0,8	0,6	0,9	08/04/2019(3)
7,1	4,1	0,9	0,6	0,8	09/04/2019(1)
7,1	4,1	1,0	0,8	0,5	09/04/2019(2)
7,1	4,1	0,8	0,7	0,9	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,4	0,8	10/04/2019(2)
7,1	4,1	0,9	0,7	0,6	10/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	0,6	0,6	11/04/2019(1)
7,1	4,1	0,6	0,6	0,8	11/04/2019(2)
7,1	4,1	0,8	0,6	0,5	11/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,6	0,5	12/04/2019(1)
7,1	4,1	0,9	0,9	1,0	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	0,7	0,7	13/04/2019(1)
7,1	4,1	0,9	1,0	0,9	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	0,9	0,8	0,8	14/04/2019(1)
7,1	4,1	0,9	0,6	0,6	14/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,9	0,7	14/04/2019(3)
7,1	4,1	1,0	1,0	0,9	15/04/2019(1)
7,1	4,1	0,8	0,6	0,7	15/04/2019(2)
7,1	4,1	0,9	1,0	1,0	15/04/2019(3)

TABIEAU 07 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions PIB

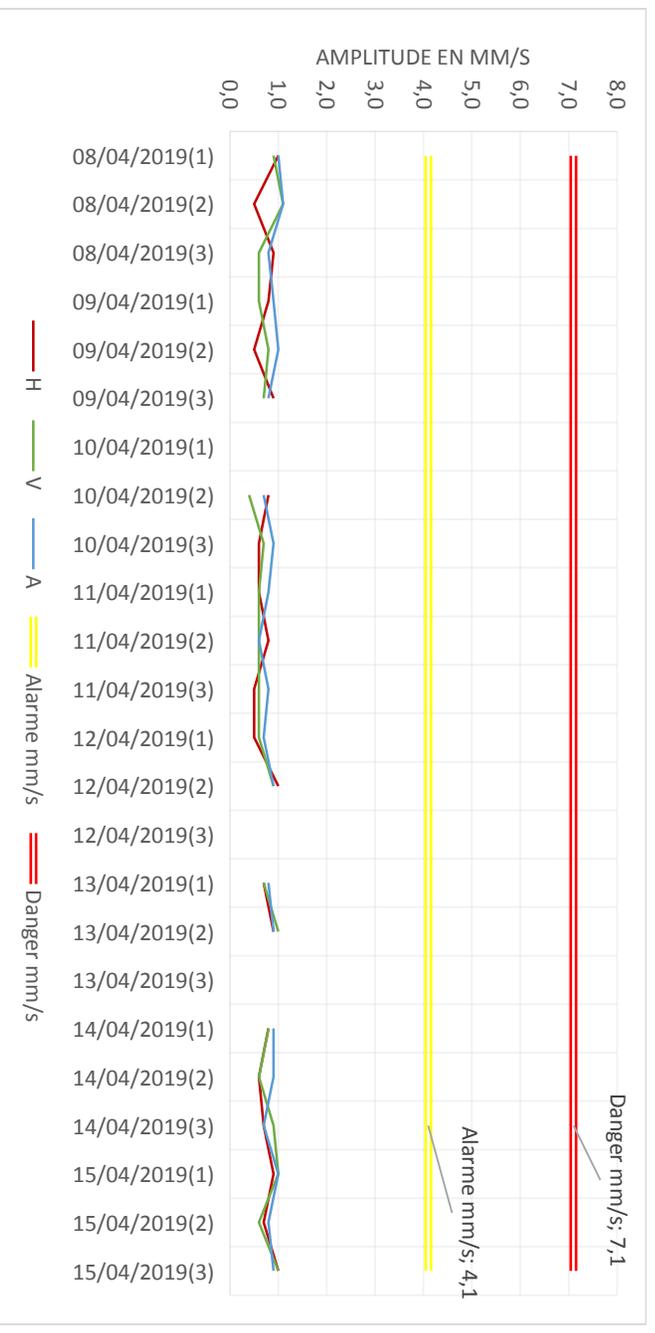


FIGURE 32 : COURBE DE TENDANCE AU NIVEAU PALIER 1 B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\mathbf{X=1/N*\sum(ni*xi)\Rightarrow X=0.77 (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$\mathbf{v=1/N*\sum(ni*xi^2)-X^2 =70.56 (mm/s)^2}$$

Calcul de l'écart type :

$$\mathbf{\sigma =\sqrt{V}=8.4 (mm/s)}$$

Discussion :

D'après le calcul et les courbes d'évolution on n'a pas rencontré une anomalie puisque on n'a pas arrivé au seuil d'alarme ni de danger mais d'après les calculs les vibrations ont augmentés d'une façon anormal.

REMARQUE :

Les relevés des mesures des vibrations au niveau de palier 2 palier 3 sont à cause de la grande température peut endommager le capteur

CHAPITRE 3 : FORMULATION DE LA PHASE PREDIAGNOSTIC

	Date	TURBINE HAUTE PRESSION																				
		P4																				
H	01/04/2019(1)	2,8	3,0	3,2	2,9	2,6	3,2	3,6	2,7	3,0	3,0	2,6	2,4	3,0		2,8	3,2	2,5	2,7	3,3		0,8
V	01/04/2019(2)	2,9	3,1	3,4	3,1	3,1	3,6	4,0	2,0	3,6	4,4	3,1	3,5	3,7		2,7	2,9	3,1	2,6	6,3		0,9
A	01/04/2019(3)	2,6	3,7	2,8	2,7	3,4	3,3	3,9	2,5	3,1	3,1	2,5	3,5	3,3		3,4	3,4	2,9	3,2	3,8		0,9
alarm mm/s		4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
Danger mm/s		7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1

TABLEAU 08 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P4 A

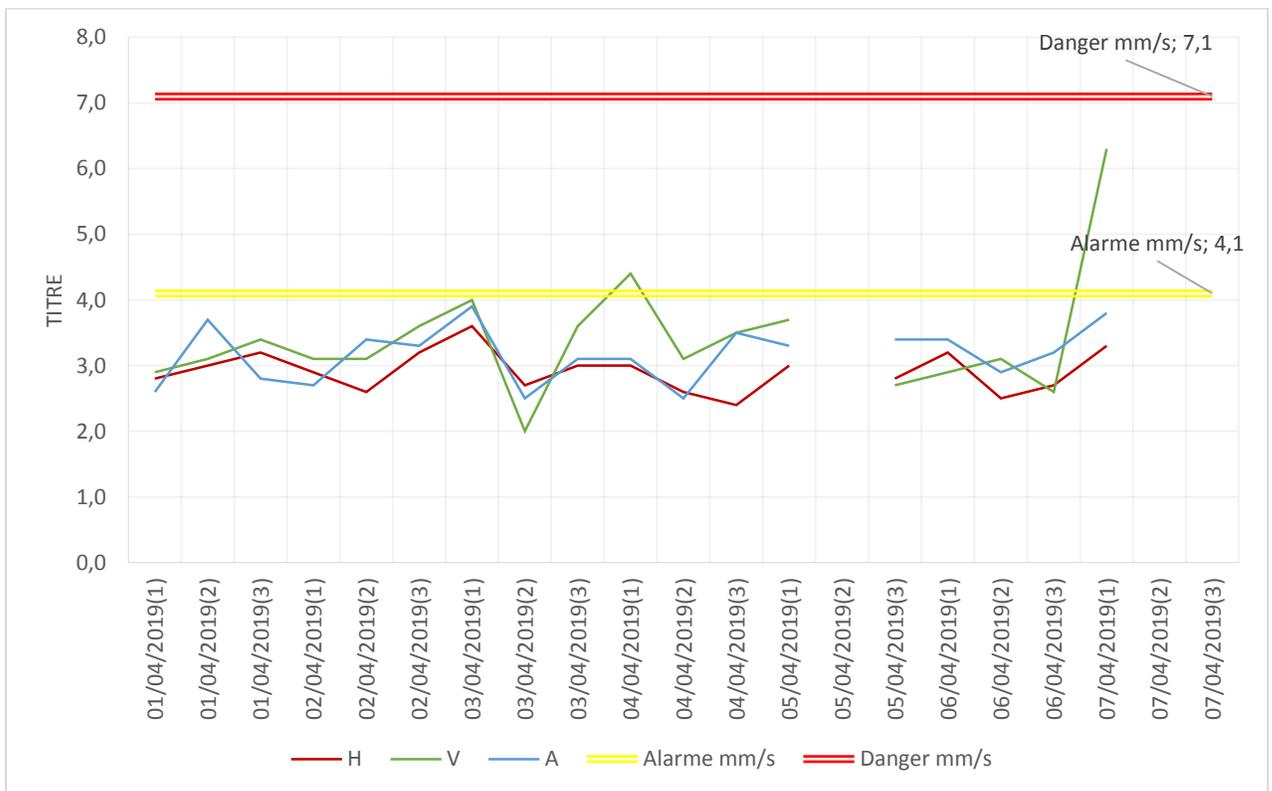


FIGURE 33 : COURBE DE TENDANCE AU NIVEAU PALIER 4 A

TURBINE HAUTE PRESSION P4					Date
Danger mm/s	alarm mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	3,5	3,4	2,9	08/04/2019(1)
7,1	4,1	3,1	4,0	3,5	08/04/2019(2)
7,1	4,1	3,0	3,7	3,2	08/04/2019(3)
7,1	4,1	2,8	3,6	3,2	09/04/2019(1)
7,1	4,1	2,9	2,8	2,9	09/04/2019(2)
7,1	4,1	3,4	2,7	2,9	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	1,7	3,6	2,3	10/04/2019(2)
7,1	4,1	3,2	3,5	3,0	10/04/2019(3)
7,1	4,1	3,1	3,4	2,7	11/04/2019(1)
7,1	4,1	3,2	4,0	3,1	11/04/2019(2)
7,1	4,1	3,6	3,9	3,4	11/04/2019(3)
7,1	4,1	3,0	3,9	3,1	12/04/2019(1)
7,1	4,1	2,7	3,4	2,9	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	2,6	3,7	2,9	13/04/2019(1)
7,1	4,1	2,1	2,4	2,4	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	3,3	4,5	3,0	14/04/2019(1)
7,1	4,1	2,7	3,2	3,1	14/04/2019(2)
7,1	4,1	3,9	1,9	2,2	14/04/2019(3)
7,1	4,1	3,4	3,2	2,9	15/04/2019(1)
7,1	4,1	2,8	3,3	2,9	15/04/2019(2)
7,1	4,1	3,4	2,6	3,5	15/04/2019(3)

TABLEAU 09 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P4 B

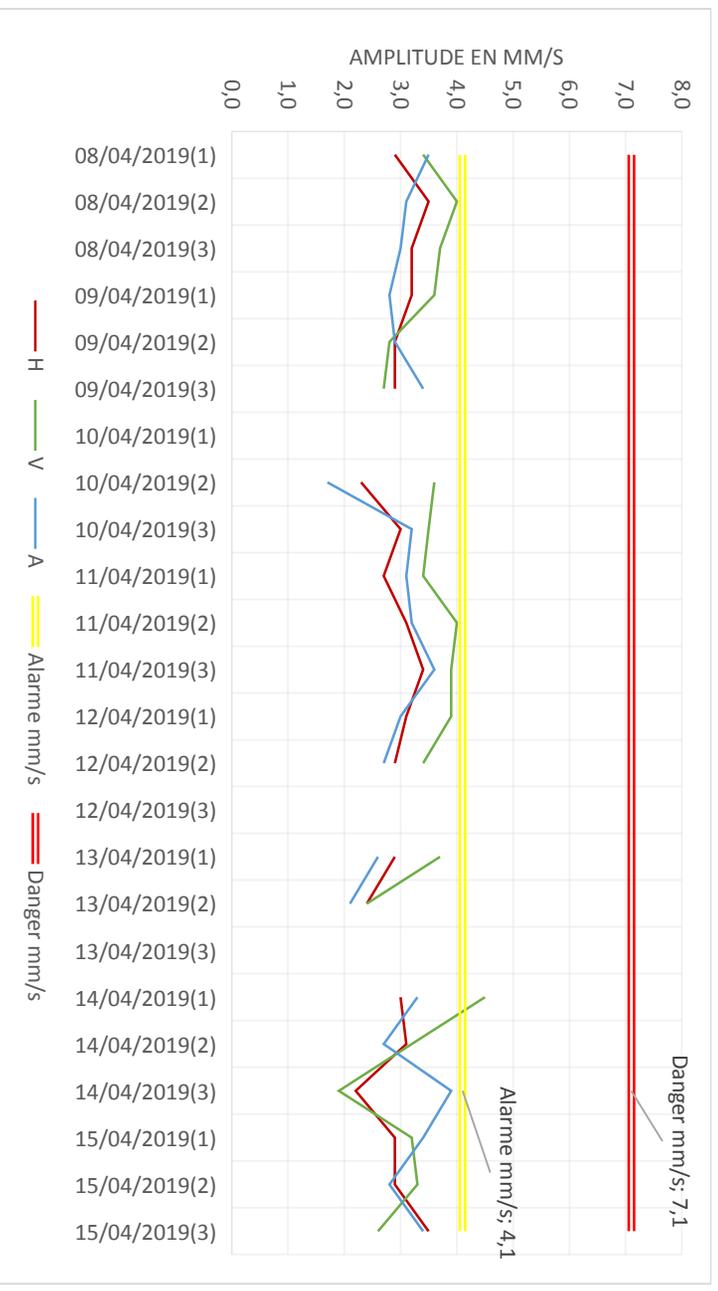


FIGURE 34 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 4 B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\mathbf{X=1/N*\sum(ni*xi)\Rightarrow X=3.08 (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$\mathbf{v=1/N*\sum(ni*xi^2)-X^2 =1138,7 (mm/s)^2}$$

Calcul de l'écart type :

$$\mathbf{\sigma =\sqrt{V}=33.7 (mm/s)}$$

Discussion:

D'après le calcul et les courbes d'évolution on a rencontré des vibrations très violente qu'elle évoluer d'une façon brutale plus de 50% dont la direction vertical (de 2.6 à 6,3 (mm/s)), le 07/04/2019 (1) dépassant le seuil d'alarme (4,1 mm/s) et d'après le calcul la vibration a augmenté d'une façon a normale donc il faut une surveillance sévère et rigoureuse.

COMPRESSEUR BASSE PRESSION P5					Date
Danger mm/s	ALarm mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	1,7	1,2	1,0	01/04/2019(1)
7,1	4,1	2,6	1,7	1,0	01/04/2019(2)
7,1	4,1	1,6	2,0	1,2	01/04/2019(3)
7,1	4,1	1,4	1,9	1,0	02/04/2019(1)
7,1	4,1	1,4	1,7	1,0	02/04/2019(2)
7,1	4,1	3,0	1,7	1,0	02/04/2019(3)
7,1	4,1	1,8	1,6	1,2	03/04/2019(1)
7,1	4,1	1,9	1,4	1,2	03/04/2019(2)
7,1	4,1	1,4	1,7	1,2	03/04/2019(3)
7,1	4,1	1,4	1,8	1,0	04/04/2019(1)
7,1	4,1	1,6	1,4	1,2	04/04/2019(2)
7,1	4,1	1,3	1,9	1,1	04/04/2019(3)
7,1	4,1	1,5	1,9	1,1	05/04/2019(1)
7,1	4,1				05/04/2019(2)
7,1	4,1	1,5	1,2	1,0	05/04/2019(3)
7,1	4,1	1,4	1,4	1,1	06/04/2019(1)
7,1	4,1	1,6	1,7	1,0	06/04/2019(2)
7,1	4,1	1,9	1,5	1,1	06/04/2019(3)
7,1	4,1	2,8	4,9	4,8	07/04/2019(1)
7,1	4,1	3,2	3,5	3,7	07/04/2019(2)
7,1	4,1	1,0	1,4	1,1	07/04/2019(3)

TABLEAU 10 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P5A

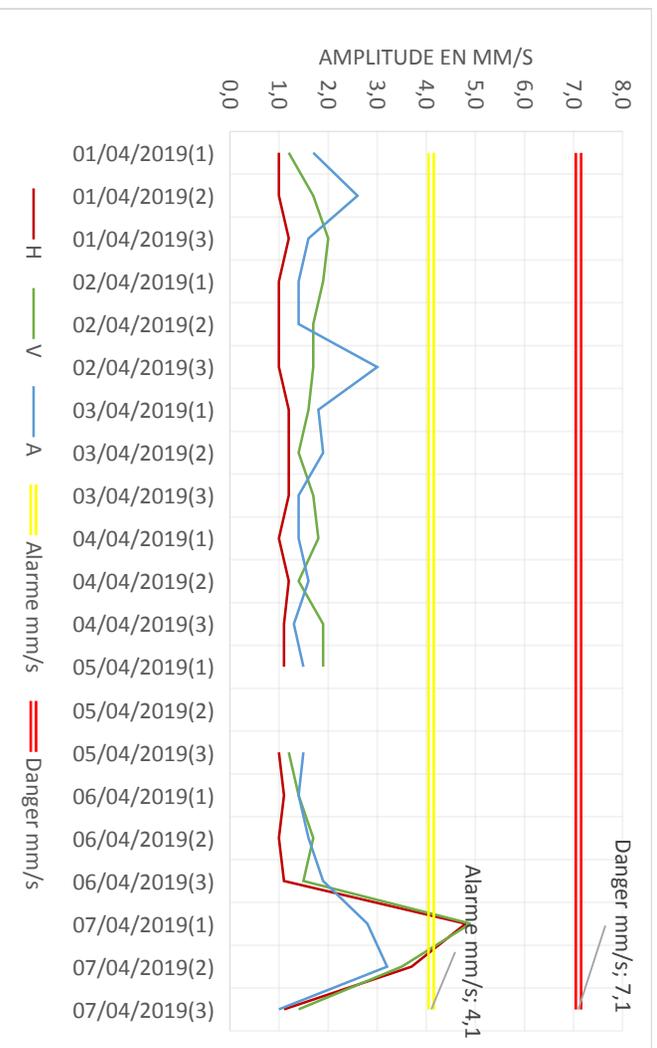


FIGURE 35 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 5 A

COMPRESSEUR BASSE PRESSION P5					Date
Danger mm/s	Alarm mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	1,5	1,4	1,2	08/04/2019(1)
7,1	4,1	2,3	1,6	1,1	08/04/2019(2)
7,1	4,1	1,2	1,8	1,9	08/04/2019(3)
7,1	4,1	1,4	1,9	2,0	09/04/2019(1)
7,1	4,1	1,7	1,7	1,1	09/04/2019(2)
7,1	4,1	1,6	1,5	1,2	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	2,0	2,1	1,0	10/04/2019(2)
7,1	4,1	2,1	1,6	1,1	10/04/2019(3)
7,1	4,1	1,6	1,4	1,4	11/04/2019(1)
7,1	4,1	2,4	2,1	1,0	11/04/2019(2)
7,1	4,1	2,4	1,8	0,9	11/04/2019(3)
7,1	4,1	2,3	1,9	1,0	12/04/2019(1)
7,1	4,1	1,9	1,5	1,0	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	2,0	2,1	1,0	13/04/2019(1)
7,1	4,1	1,7	1,5	1,2	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	2,0	1,8	1,1	14/04/2019(1)
7,1	4,1	2,7	1,9	1,1	14/04/2019(2)
7,1	4,1	1,9	1,5	1,2	14/04/2019(3)
7,1	4,1	2,5	1,9	1,4	15/04/2019(1)
7,1	4,1	2,9	1,7	1,0	15/04/2019(2)
7,1	4,1	2,1	1,7	1,2	15/04/2019(3)

TABEAU 11 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P5B

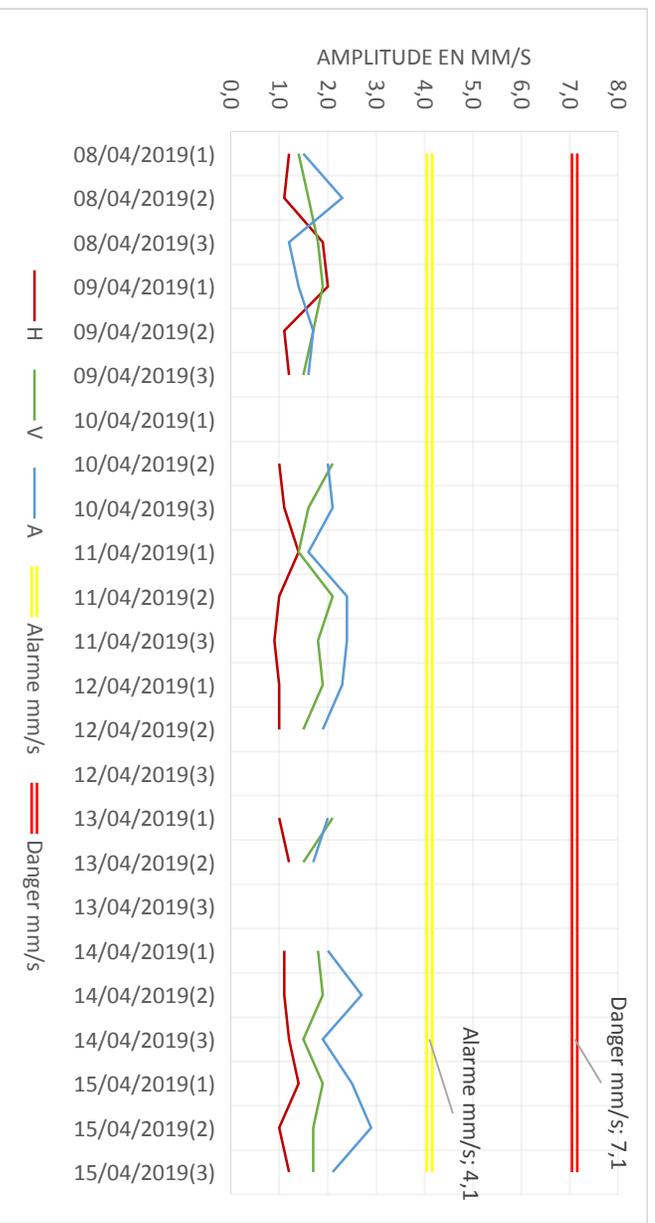


FIGURE 36 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 5 B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\mathbf{X=1/N*\sum(ni*xi)\Rightarrow X=1,69 (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$\mathbf{v=1/N*\sum(ni*xi^2)-X^2 =342,73 (mm/s)^2}$$

Calcul de l'écart type :

$$\mathbf{\sigma =\sqrt{V}=18.5 (mm/s)}$$

Discussion :

D'après le calcul et les courbes d'évolution on a rencontré des vibrations très violente au niveau du palier N05 qu'elle évoluer d'une façon brutale plus de 50% dont la direction vertical et horizontal (de 1,1 à 4,8 (mm/s) (de 1,5 à 4,9(mm/s)) le 07/04/2019 (1) dépassant le seuil d'alarme (4,1 mm/s).

D'après le calcul la vibration a augmenté d'une façon a normale plus de dix fois donc il faut une surveillance sévère et rigoureuse.

	Date	COMPRESSEUR BASSE PRESSION P6																			
		H	1,0	1,2	1,3	1,1	1,4	1,2	1,2	0,9	1,4	1,4	1,0	1,3	1,3		1,4	1,0	1,2	1,4	9,0
V	1,0	1,9	2,1	1,8	1,9	1,9	1,9	0,7	1,9	2,2	0,9	2,1	2,2		1,2	0,9	1,9	1,1	6,4	6,4	1,2
A	1,4	2,1	1,7	1,5	1,0	1,1	1,0	0,7	1,3	1,1	0,7	0,6	0,8		1,0	0,7	1,7	1,0	1,8	4,2	0,9
Alarm mm/s		4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
Danger mm/s		7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1

TABLEAU 12 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P6A

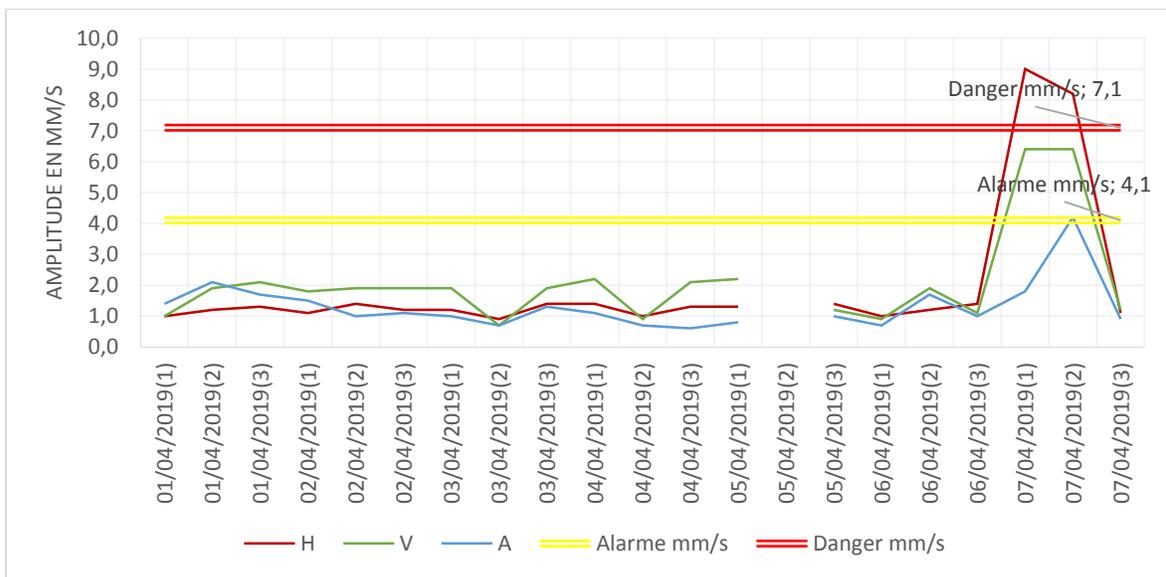


FIGURE 37: COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 6 A

COMPRESSEUR BASSE PRESSION P6					Date
Danger mm/s	Alarm mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	1,4	1,9	1,1	08/04/2019(1)
7,1	4,1	1,5	2,6	1,3	08/04/2019(2)
7,1	4,1	1,5	2,3	1,6	08/04/2019(3)
7,1	4,1	1,7	2,3	1,6	09/04/2019(1)
7,1	4,1	1,8	2,6	1,4	09/04/2019(2)
7,1	4,1	1,5	2,4	1,2	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	1,1	3,0	1,3	10/04/2019(2)
7,1	4,1	1,3	2,4	1,2	10/04/2019(3)
7,1	4,1	1,1	2,7	1,4	11/04/2019(1)
7,1	4,1	1,6	2,9	1,4	11/04/2019(2)
7,1	4,1	1,5	2,6	1,5	11/04/2019(3)
7,1	4,1	1,3	2,8	1,7	12/04/2019(1)
7,1	4,1	1,5	1,4	1,5	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	1,3	2,8	1,4	13/04/2019(1)
7,1	4,1	1,5	2,4	1,2	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	1,2	2,8	1,1	14/04/2019(1)
7,1	4,1	2,5	2,6	1,4	14/04/2019(2)
7,1	4,1	2,4	2,4	1,5	14/04/2019(3)
7,1	4,1	1,0	1,2	1,6	15/04/2019(1)
7,1	4,1	2,7	2,8	1,6	15/04/2019(2)
7,1	4,1	2,5	2,6	1,9	15/04/2019(3)

TABLEAU 13 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P6B

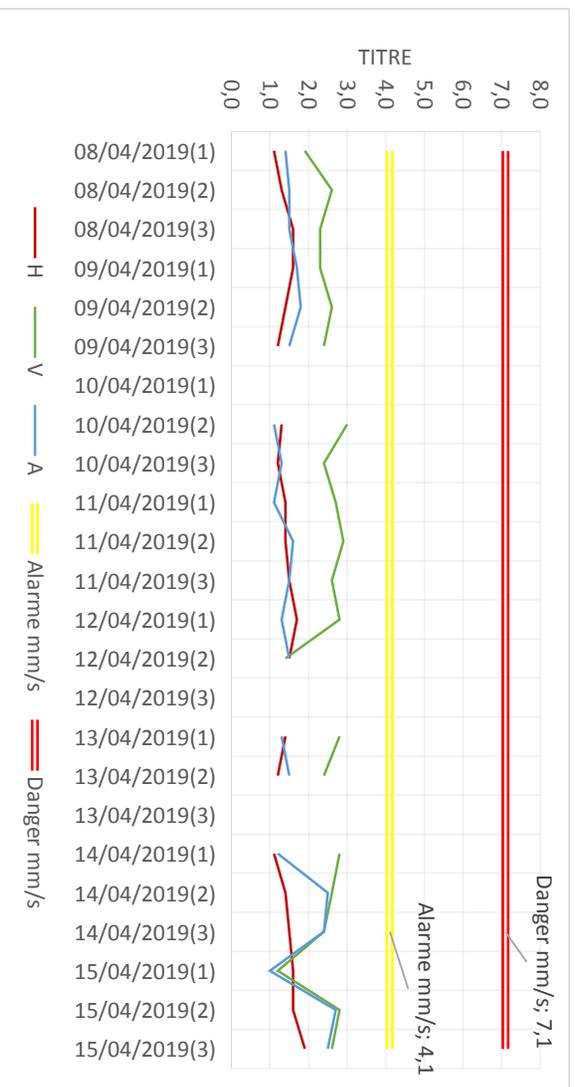


FIGURE 38 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 6B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\bar{X} = 1/N * \sum(n_i * x_i) \Rightarrow \bar{X} = 1.96 \text{ (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$v = 1/N * \sum(n_i * x_i^2) - \bar{X}^2 = 461 \text{ (mm/s)}^2$$

Calcul de l'écart type :

$$\sigma = \sqrt{V} = 21.5 \text{ (mm/s)}$$

Discussion:

D'après le calcul et les courbes d'évolution on a rencontré des vibrations très violentes au niveau du palier N6 qu'elle évolue d'une façon brutale plus de 50% dans la direction verticale et horizontale (de 1,4 à 9 (mm/s) (de 1,1 à 6,4 (mm/s)) le 07/04/2019 (1) dépassant le seuil d'alarme (4,1 mm/s) et le seuil de danger (7,1 (mm/s)).

Au même jour à la deuxième prise de mesure il y a un relâchement des contraintes dans la direction verticale (de 09 à 8,2 (mm/s))

D'après le calcul la vibration a augmenté d'une façon anormale plus de dix fois donc il faut une surveillance sévère et rigoureuse.

COMPRESSEUR HAUTE PRESSION P7					Date
Danger mm/s	Alarme mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	0,7	0,6	0,4	01/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,9	0,8	01/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,6	0,7	01/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,8	0,9	02/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,5	0,5	02/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,6	0,7	02/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	0,7	0,7	03/04/2019(1)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,6	03/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,5	03/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	0,4	0,6	04/04/2019(1)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,6	04/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,5	0,6	04/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,6	0,6	05/04/2019(1)
7,1	4,1				05/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,7	05/04/2019(3)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,6	06/04/2019(1)
7,1	4,1	0,8	0,5	0,8	06/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,6	0,8	06/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	1,0	0,9	07/04/2019(1)
7,1	4,1				07/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,6	07/04/2019(3)

TABEAU 14 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P7A

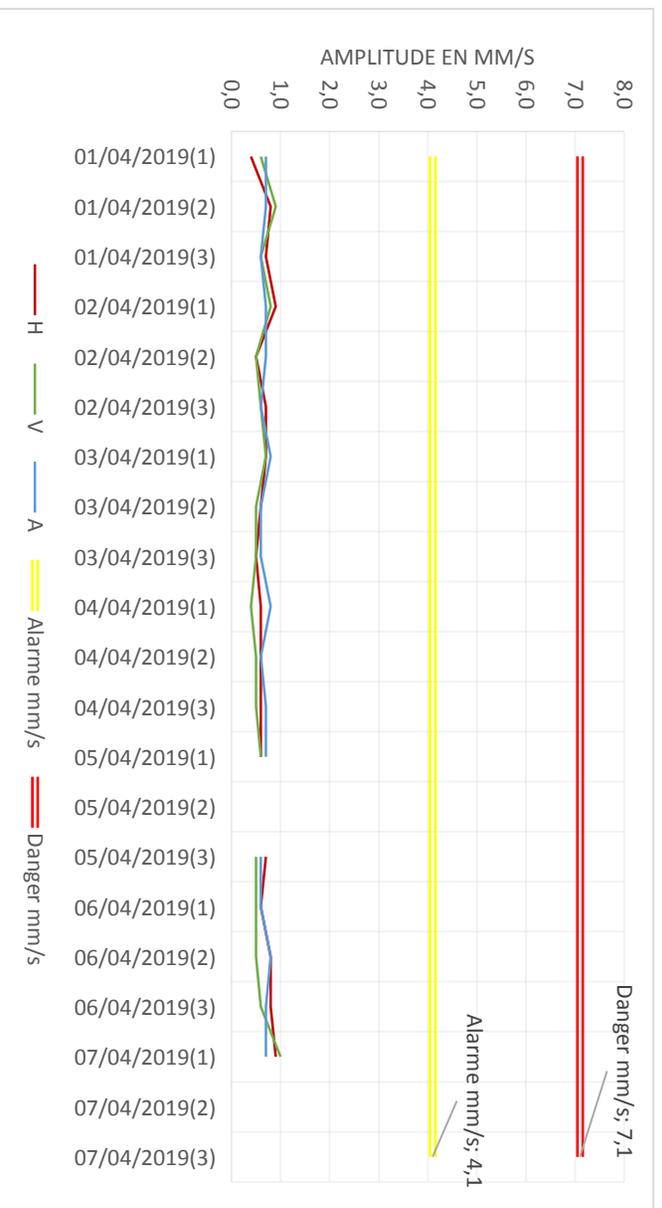


FIGURE 39 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 7 A

COMPRESSEUR HAUTE PRESSION P7					Date
Danger mm/s	Alarme mm/s	A	V	H	
7,1	4,1	0,7	0,9	1,0	08/04/2019(1)
7,1	4,1	0,9	0,6	0,6	08/04/2019(2)
7,1	4,1	0,8	1,0	1,0	08/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	1,0	1,0	09/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,5	0,5	09/04/2019(2)
7,1	4,1	0,5	0,5	0,6	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	1,4	0,7	0,7	10/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,7	0,6	10/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,7	0,8	11/04/2019(1)
7,1	4,1	1,0	0,5	0,6	11/04/2019(2)
7,1	4,1	1,0	0,9	0,7	11/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,9	0,7	12/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,5	0,7	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	0,7	0,6	0,6	13/04/2019(1)
7,1	4,1	0,5	0,5	0,7	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	0,9	0,6	0,6	14/04/2019(1)
7,1	4,1	1,0	0,9	1,1	14/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,7	0,6	14/04/2019(3)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,7	15/04/2019(1)
7,1	4,1	0,8	0,8	0,9	15/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,7	0,9	15/04/2019(3)

TABLEAU 15 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P7B

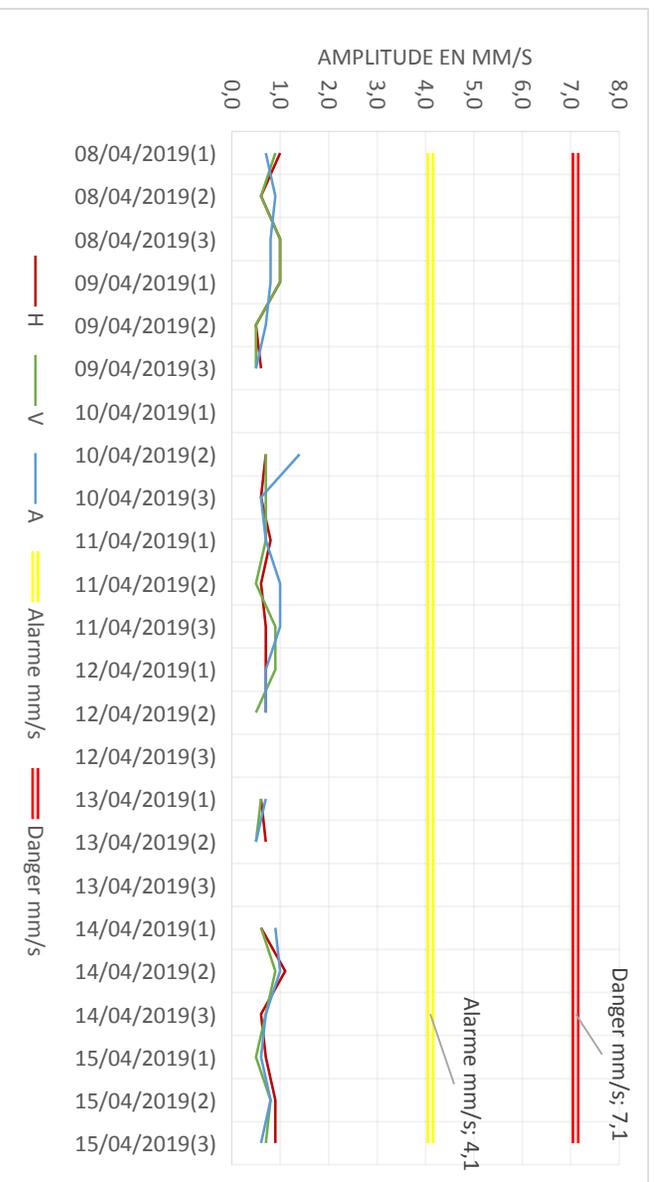


FIGURE 40: COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 7 B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\mathbf{X=1/N*\sum(ni*xi)\Rightarrow X=0.69 (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$\mathbf{v=1/N*\sum(ni*xi^2)-X^2 =56,66 (mm/s)^2}$$

Calcul de l'écart type :

$$\mathbf{\sigma =\sqrt{V}=7,52 (mm/s)}$$

Discussion:

D'après le calcul et les courbes d'évolution des vibrations au niveau du palier N07 on pas rencontré une anomalie puisque on n'a pas arrivé au seuil d'alarme ni de danger

		Date	01/04/2019(1)	01/04/2019(2)	01/04/2019(3)	02/04/2019(1)	02/04/2019(2)	02/04/2019(3)	03/04/2019(1)	03/04/2019(2)	03/04/2019(3)	04/04/2019(1)	04/04/2019(2)	04/04/2019(3)	05/04/2019(1)	05/04/2019(2)	05/04/2019(3)	06/04/2019(1)	06/04/2019(2)	06/04/2019(3)	07/04/2019(1)	07/04/2019(2)	07/04/2019(3)	
COMPRESSEUR HAUTE PRESSION	P8	H	0,6	0,6	0,7	0,6	0,7	0,7	0,7	0,5	0,4	0,7	0,7	0,7	0,6		0,6	0,5	0,8	0,7	0,7		0,7	
		V	0,6	1,0	0,7	0,9	0,7	0,7	0,9	0,4	0,5	0,7	0,5	0,4	0,5		0,5	0,4	0,6	0,5	1,2		0,5	
		A	0,8	1,1	0,8	1,0	0,7	1,0	0,5	0,5	0,4	0,9	0,6	0,8	0,8		0,5	0,5	0,8	0,7	1,1		0,5	
		Alarm mm/s	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
		Danger mm/s	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1	7,1

TABLEAU 16 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P8A

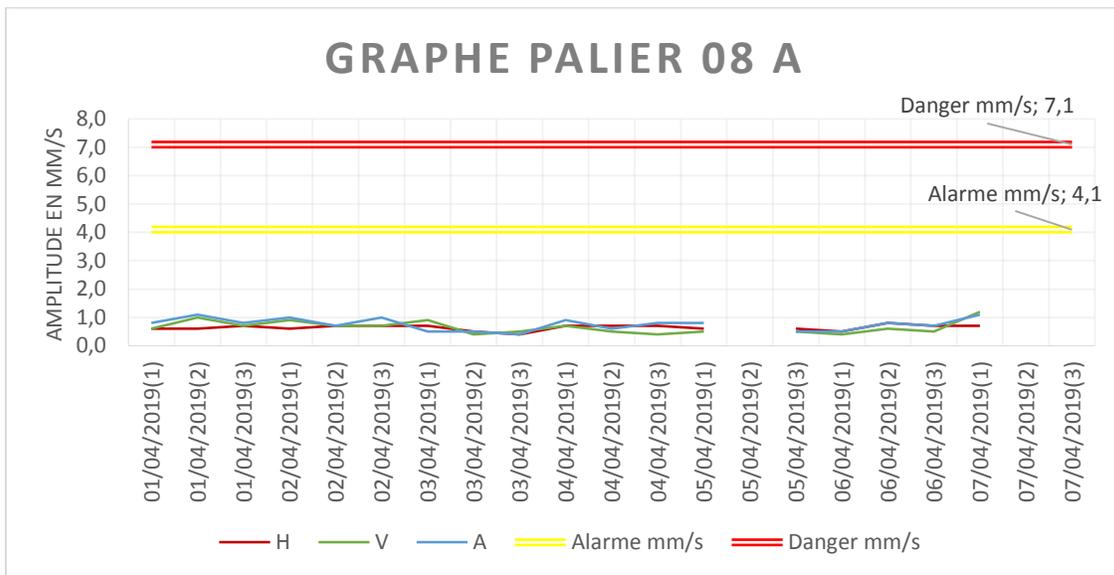


FIGURE 41 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 8A

COMPRESSEUR HAUTE PRESSION P8				Date	
Danger mm/s	Alarme mm/s	A	V		H
7,1	4,1	0,6	0,6	0,7	08/04/2019(1)
7,1	4,1	0,7	0,7	0,7	08/04/2019(2)
7,1	4,1	1,0	0,8	1,0	08/04/2019(3)
7,1	4,1	0,8	1,3	1,0	09/04/2019(1)
7,1	4,1	0,9	1,0	0,9	09/04/2019(2)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,7	09/04/2019(3)
7,1	4,1				10/04/2019(1)
7,1	4,1	1,4	0,7	0,8	10/04/2019(2)
7,1	4,1	0,5	0,9	0,6	10/04/2019(3)
7,1	4,1	1,1	1,1	0,8	11/04/2019(1)
7,1	4,1	1,4	0,9	0,9	11/04/2019(2)
7,1	4,1	0,9	0,9	0,5	11/04/2019(3)
7,1	4,1	1,1	0,9	0,7	12/04/2019(1)
7,1	4,1	0,5	0,5	0,6	12/04/2019(2)
7,1	4,1				12/04/2019(3)
7,1	4,1	0,6	0,4	0,5	13/04/2019(1)
7,1	4,1	0,6	0,5	0,6	13/04/2019(2)
7,1	4,1				13/04/2019(3)
7,1	4,1	0,6	0,6	0,6	14/04/2019(1)
7,1	4,1				14/04/2019(2)
7,1	4,1	0,8	0,6	0,5	15/04/2019(1)
7,1	4,1	1,0	0,6	0,9	14/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,6	0,8	14/04/2019(3)
7,1	4,1	0,5	0,7	0,7	15/04/2019(1)
7,1	4,1	0,8	0,8	1,0	15/04/2019(2)
7,1	4,1	0,7	0,5	0,7	15/04/2019(3)

TABLEAU 17 : Mesure des vibrations au niveau des trois directions P8B

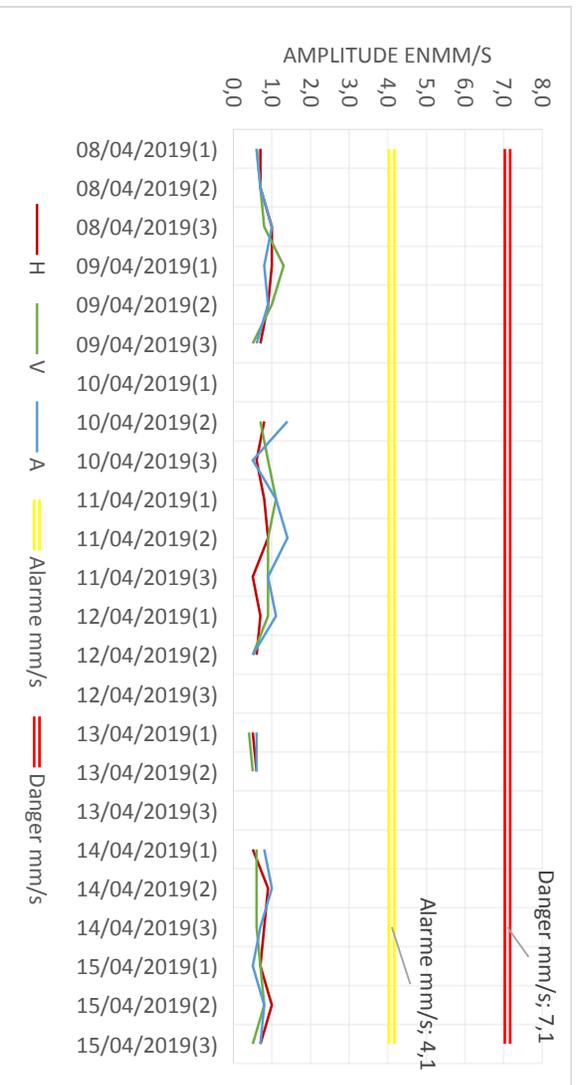


FIGURE 42 : COURBE DE TENDANCE AUNIVEAU PALIER 8 B

Résultats et discussions :

Calcul de la moyenne arithmétique :

$$\mathbf{X=1/N*\sum(ni*xi)\Rightarrow X=0.70 (mm/s)}$$

Calcul de la variance :

$$\mathbf{v=1/N*\sum(ni*xi^2)-X^2 =58,31 (mm/s)^2}$$

Calcul de l'écart type :

$$\mathbf{\sigma =\sqrt{V}=7.64 (mm/s)}$$

Discussion:

D'après le calcul et les courbes d'évolution des vibrations au niveau du palier N08 on pas rencontré une anomalie puisque on n'a pas arrivée au seuil d'alarme ni de danger.

III.2. Formulation de la phase pré diagnostique par les indicateurs vectoriels :

III.2.1. Introduction :

Une vibration représente une réponse d'une structure à une force : Elle est une grandeur vectorielle .Or le signal délivré par un capteur est une grandeur directionnelle qui représente la projection du vecteur vibration sur son axe de sensibilité maximale. la valeur efficace de l'amplitude d'une composante mesuré selon une direction n'est pas toujours suffisantes pour détecter l'existence d'une anomalie surtout lorsque son image vibratoire affecte les premières ondes de la fréquence.

Pui encore une diminution de la valeur efficace peut parfois être la conséquence d'une augmentation de l'amplitude des fréquences qui on diminuer.

Une composante vibratoire doit être caractérisée non seulement par son amplitude mais aussi avec sa phase .Cette phase traduit le décalage temporel entre la composante vibratoire considérée et une composante référence de même fréquence.

Etant donnée le tableau suivant :

Channel Name	Machine Name	Direct Amplitude mic PP	1X Amp mic PP	1X phase	Alarm setpoint mic PP	Danger Setpoint mic PP
VIB-1HD	LP Steam Turbine	11	6	96	75	125
VIB-1VD	LP Steam Turbine	29	7	172	75	125
VIB-2HD	LP Steam Turbine	28	15	125	75	125
VIB-2VD	LP Steam Turbine	28	12	221	75	125
VIB-3HD	HP Steam Turbine	22	13	145	75	125
VIB-3VD	HP Steam Turbine	45	40	326	75	125
VIB-4HD	HP Steam Turbine	17	9	314	75	125
VIB-4VD	HP Steam Turbine	28	23	23	75	125
VIB-5HD	LP Compressor	82	80	83	75	125
VIB-5VD	LP Compressor	112	112	178	75	125
VIB-6HD	LP Compressor	72	64	48	75	125
VIB-6VD	LP Compressor	100	97	137	75	125
VIB-7HD	HP Compressor	15	10	76	75	125
VIB-7VD	HP Compressor	18	10	305	75	125
VIB-8HD	HP Compressor	12	5	NA	75	125
VIB-8VD	HP Compressor	10	5	NA	75	125

TABLEAU 18: Mesure des paramètres de tendance

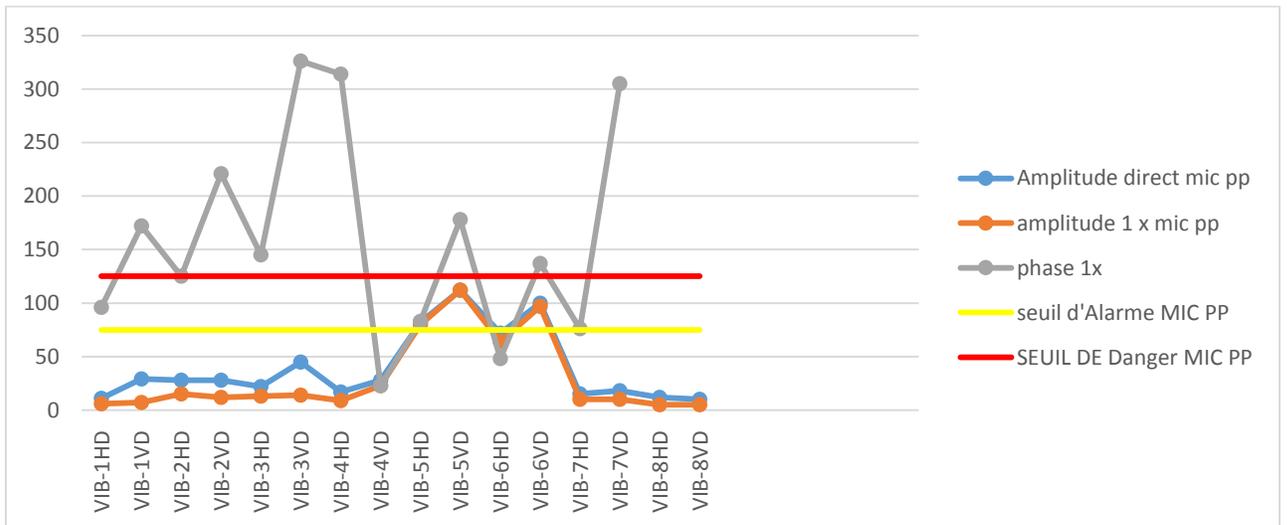


FIGURE 43 : courbe de la déformé de la ligne d'arbre

Cette courbe révèle nettement que le défaut du déséquilibre a été généré à partir du palier (1) de la turbine basse pression autrement dit.

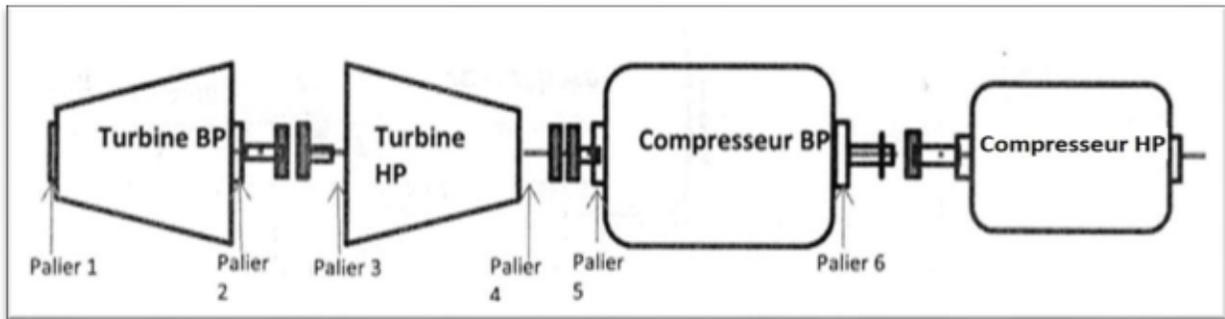


FIGURE 44 : Schéma de la ligne d'arbre

Si nous cherchons les vibrations par indicateur vectorielle en tenant compte de la phase on trouve que la machine turbo compresseur est en train de perdre ses performances (détérioration) alors que les vibrations n'ont pas ni le seuil d'alarme, ni celui de danger.

Sur la ligne d'arbre du turbo compresseur 103j on ne constate que les vibrations du palier 04 et 05 ont augmenté plus de 50% .Cette situation traduit clairement l'existence d'un défaut et plus précisément un défaut de desserrage car en direction vertical les vibrations sont très élevées (vibration passe de 17 à 82 (micron pic à pic)).

Maintenant nous analysons la situation mécanique en faisant appel aux indicateurs vectoriels en tenant compte de la phase.

Cette approche que nous intégrons dans la phase du pré diagnostic permet de mettre d'une manière Très précoce la dégradation de la machine.

Pour deux états mécaniques différents les amplitudes A1 et A2 de la composante vibratoire d'ordre1 de la fréquence passent respectivement de 4.9 à 3.7 (mm/s)

A priori de l'amplitude de la fréquence d'excitation semblé avoir été dévié par un facteur $4.9/3.7 \approx 1.3$ soient A1 et A2 les vecteurs caractérisant les deux composantes d'amplitudes A1 et A2 et de la phase φ_1 et φ_2 à 96° et 125° .

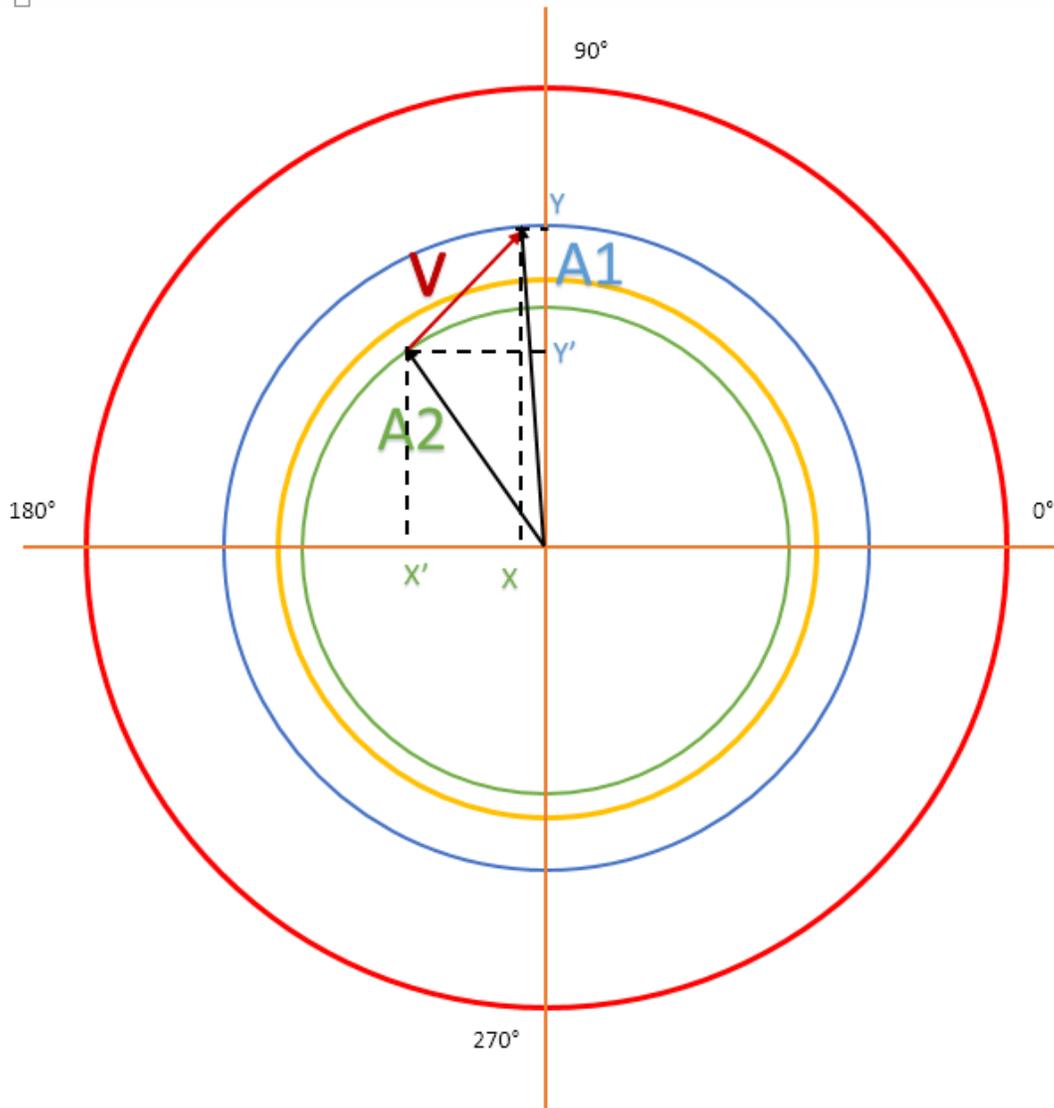


FIGURE 45 : le cercle vectoriel

Calculons l'amplitude crête à crête apparente ou vectorielle :

A1 (96°; 4.9 mm/s)

$X=4.9*\text{COS} (96) = (-0, 52)$

$Y=4, 9*\text{SIN} (96) = (4, 87)$

A2 (125° ; 3,7 mm/s)

$$X' = 3.7 * \cos(125) = (-2.12)$$

$$Y' = 3.7 * \sin(125) = (3.03)$$

$$V = A_2 - A_1 = ((x' - x), (y' - y))$$

$$|V| = \sqrt{(-2.12 + 0.52)^2 + (3.03 - 4.87)^2}$$

$$V = 2.43 \text{ mm/s}$$

En fait, on a $A_2 = A_1 + V$ avec $V = A_2 - A_1$

$$|V| = |4.9| + |3.7| = 8.6 \text{ mm/s}$$

L'amplitude crête à crête apparente on scalaire à bien été diminué $4.9 - 3.7 = 1.2$ (mm/s) mais l'amplitude réel en vectoriel à augmenter.

La deuxième situation est en fait, malgré les apparences plus critiques que la première situation.

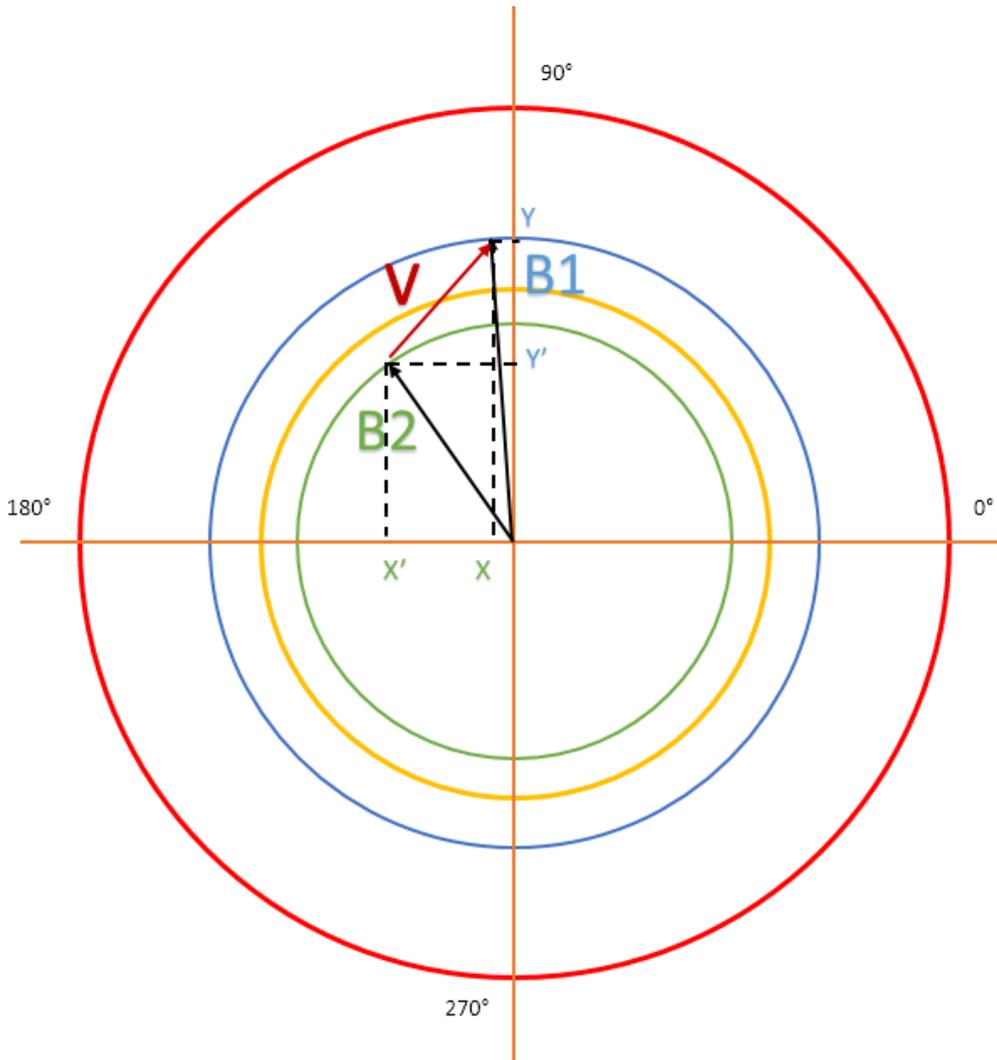


Figure 46 : le cercle vectoriel

Calculons l'amplitude crête à crête apparente on vectorielle :

$$B1 (96^\circ; 4.9 \text{ mm/s})$$

$$X=4.9*\text{COS} (96) = (-0, 52)$$

$$Y=4, 9*\text{SIN} (96) = (4, 87)$$

B2 (125° ; 3,5 mm/s)

$$X' = 3.5 * \cos(125) = (-2)$$

$$Y' = 3.5 * \sin(125) = (2,86)$$

$$V = A2 - A1 = ((x' - x), (y' - y))$$

$$|V| = \sqrt{(-2 + 0,52)^2 + (2,86 - 4,87)^2}$$

$$V = 2.5 \text{ mm/s}$$

En fait, on a $B2 = B1 + V$ avec $V = B2 - B1$

$$|V| = |4.9 - 3.5| = 1.4 \text{ mm/s}$$

L'amplitude crête à crête apparente on scalaire a bien été diminuée $4.9 - 3.5 = 1.4$ (mm/s) mais l'amplitude réel en vectoriel a augmenté.

La deuxième situation est en fait, malgré les apparences plus critiques que la première situation.

N.B :

La surveillance par les indicateurs classique ne permet pas la mise en évidence des défauts ni des phénomènes induisant des rotations de la phase d'une composante (mise en contrainte) En modifier de manière significative son amplitude. Une surveillance élaborée nécessite, donc de suivre également l'évolution de la phase des principales composantes spectrales tel que les premiers ordres de la fréquence. Cette approche permet d'améliorer finalement la fiabilité des machines à pallier à film d'huile.

CONCLUSION :

D'après la phase du près-diagnostic nous avons conclu que les indicateurs vectoriels sont plus riches en information par rapport aux indicateurs scalaires.

CHAPITRE 4 :
FORMULATION DE LA
PHASE DU DIAGNOSTIC

CHAPITRE 04 : FORMULATION DE LA PHASE DIAGNOSTIC

INTRODUCTION :

Ce rapport sert d'audit trimestriel pour le train de compresseurs de processus de gaz 103J installé à l'usine d'ammoniac de FERTIAL. Le train est composé d'une turbine à vapeur (ST), de carters BP et HP entraînant deux compresseurs centrifuges (HP et LP) via un accouplement flexible (Metastream). L'arbre BP de la turbine à vapeur est connecté à la turbine HP via un couplage rigide. L'arbre de la turbine HP est également connecté au compresseur BP via un couplage flexible Metastream. Le côté refoulement du compresseur BP est connecté au compresseur HP via un couplage flexible Metastream (voir Fig. 1). La machine est équipée d'une plate-forme de gestion et de diagnostic Bently Nevada System1 et d'un système de surveillance 3500 pour surveiller les vibrations de l'arbre et la position axiale. Les sondes de vibration radiales sont montées à 45 ° à gauche et à 45 ° à droite par rapport au point mort haut. La protection de la machine est assurée par le système de contrôle distribué (DCS) dans la salle de contrôle de l'installation via un rack 3500.

Cette figure nous montre la machine T.C103J soumise à la surveillance en mode on line
 Cette dernière repose sur huit palier.

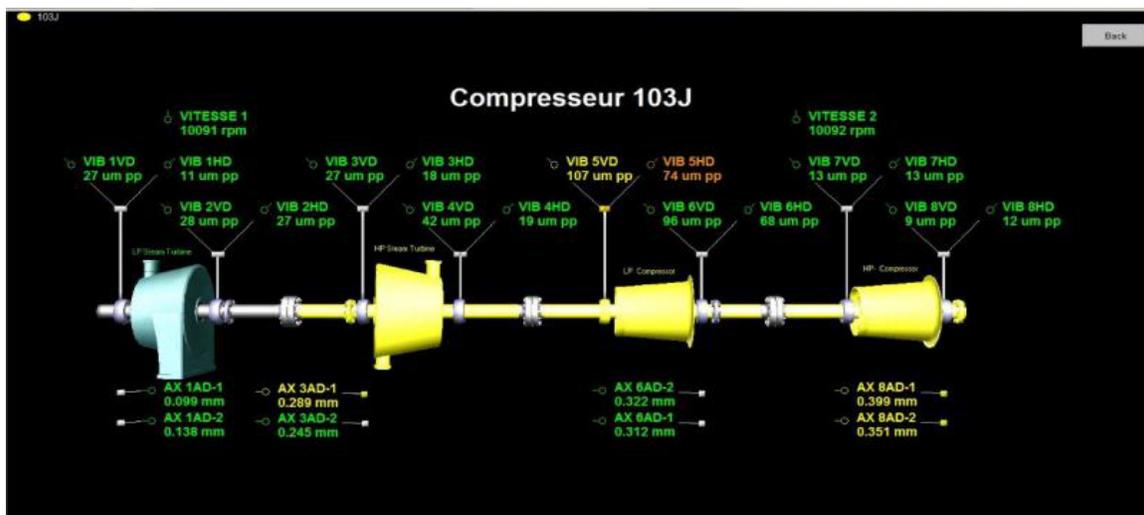


FIGURE 46 : turbo compresseur 103j (26 mars 2019)

IV.1.Suivi des paramètres d'évolution

Pour diagnostiquer les défauts de cette classe machine soumise à la surveillance on juge impératif de faire appel à une série d'analyse de quelque indicateur de surveillance.

Voici la recette vibration on line de la ligne d'arbre :

Channel Name	Machine Name	Speed (rpm)	Direct (um PP)	1X Amplitude	1X Phase (°)
VIB-1HD	LP Steam Turbine	210	10	7	141
VIB-1VD	LP Steam Turbine	210	21	6	231
VIB-2HD	LP Steam Turbine	210	27	15	167
VIB-2VD	LP Steam Turbine	210	32	15	257
VIB-3HD	HP Steam Turbine	210	10	1	100
VIB-3VD	HP Steam Turbine	210	8	2	188
VIB-4HD	HP Steam Turbine	210	6	2	316
VIB-4VD	HP Steam Turbine	210	20	8	41
VIB-5HD	LP Compressor	210	6	1	252
VIB-5VD	LP Compressor	210	18	10	96
VIB-6HD	LP Compressor	210	8	3	275
VIB-6VD	LP Compressor	210	8	6	279
VIB-7HD	HP Compressor	210	13	6	356
VIB-7VD	HP Compressor	210	14	8	241
VIB-8HD	HP Compressor	210	9	6	1
VIB-8VD	HP Compressor	210	11	6	284

TABLEAU 19 : Représentation des paramètres d'évolution

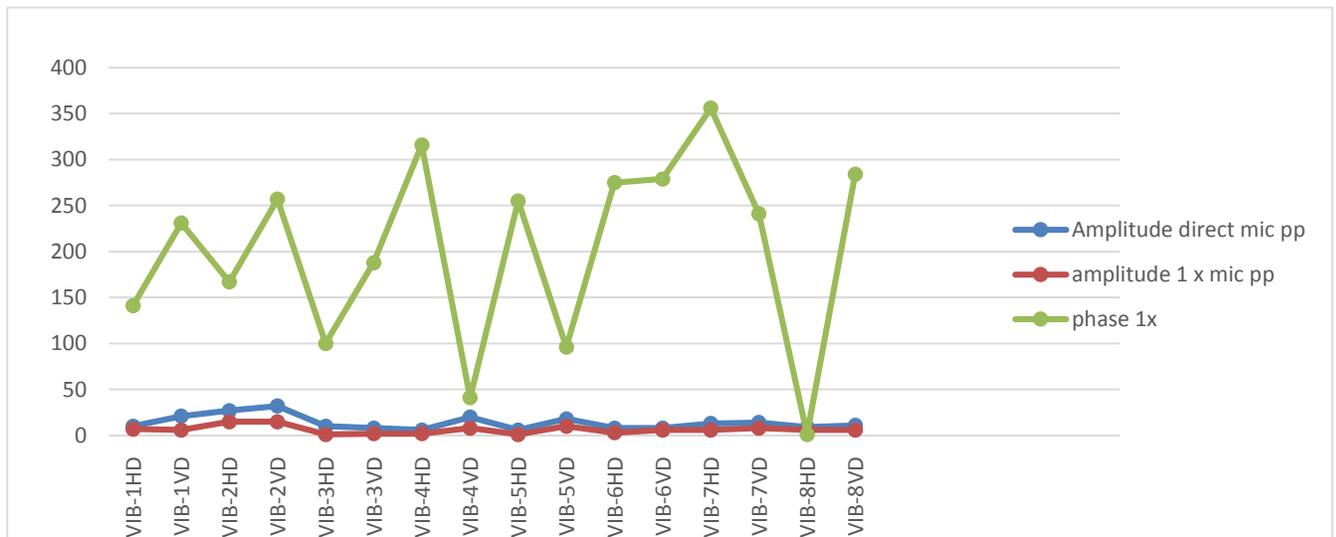


FIGURE 47 : courbes de déformation de la ligne d'arbre

IV.2 - Outil de diagnostic :

Orbite cinétique Globale filtrée par le filtre passe-bas.

Cette orbite cinétique délivrée par les proximètres est calculée d'après le logiciel BENTLY-NEVADA.

L'indicateur de surveillance de base au titre de la sécurité est avant tout amplitude de max du déplacement radial et axiale de l'arbre.

L'étude du comportement de la ligne d'arbre et de paliers de MS5002c nécessite le suivi d'évolution de :

- Orbite cinétique.
- Mouvement relatif de l'arbre.
- Mouvement absolue du palier.

L'obtention de l'orbite cinétique est grâce concrétisée à la mise en lumière le suivi d'évolution des indicateurs vectoriel dans les repère cartésiennes (x, y) (évolution des amplitudes).

Les seuils d'alarme et de danger sont en relation directe avec les jeux radiaux et axiaux et la vitesse de rotation.

NB :

L'étude de l'évolution de la vitesse de rotation du démarrage jusqu'à la phase de couplage au réseau dans un repère polaire permet de mettre en lumière à un stade très précoce les jeux radiaux, axiaux, l'excentricité, risque d'affaissement du palier

L'amplitude max du déplacement radial n'est accessible que si le palier est équipé de 2 sondes radiales formant entre elles si possible un angle de 90°, cette amplitude correspond au double de l'apogée de l'orbite du mouvement radial de l'arbre. Il s'agit donc d'un indicateur vectoriel et non d'un indicateur scalaire.

L'amplitude crête à crête (pic à pic App) la plus élevée ($\text{Sup}(x, y)$) des signaux délivrés, par les 02 sondes radiales qui a été pendant longtemps l'indicateur le plus utilisé ne présente pas l'amplitude max du déplacement de l'arbre (voisinage).

Sur le tableau on a fait des mesures des vitesses de l'amplitude pic à pic l'amplitude vibration du premier ordre de la fréquence et de la phase et cela dans le but d'obtenir l'évolution de la déformation de la ligne d'arbre en fonctionnement.

IV.3. Définition du phénomène Run-out :

Le Run-out qui est la conséquence de défaut d'homogénéités physique ou physique ou mécanique affectant le matériau consistant l'arbre dans la zone de visée du capteur, peut avoir 02 origines :

- Une origine mécanique due à un défaut de concentricités de l'arbre à une déformation du rotor due au mauvais stockage, triangularités ou rugosités de surface et à des défauts d'usinage.
- Une origine électrique consécutive à des défauts d'homogénéité des propriétés magnétique de l'arbre induits par un magnétisme résiduel à des défauts d'homogénéité de la composition métallurgique de l'arbre autour de sa circonférence, à des concentrations de contraintes résiduelles.

Remarque :

Ces défauts de géométrie d'états de surface ou l'anisotropie magnétique génèrent de bruit sous-forme d'un peigne de raie dans le domaine spectral et dont le pas correspond à la fréquence de rotation et dont l'amplitude peut-être parfois de l'ordre de grandeurs du déplacement de l'arbre à mesurer est pourquoi un traitement préalable des pistes de visée des capteurs est souvent nécessaire à savoir :

- Redressement.
- Démagnétisation du rotor.
- Ré-usinage.
- Brunissage ; micro-matage....

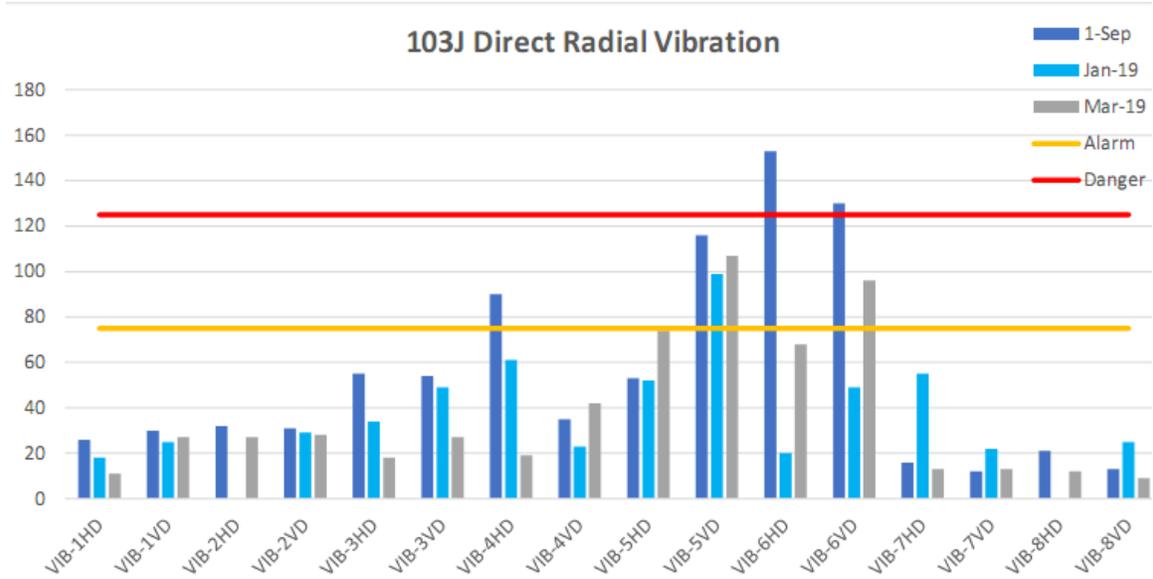


FIGURE 48 : Runout vitesse de rotation lente

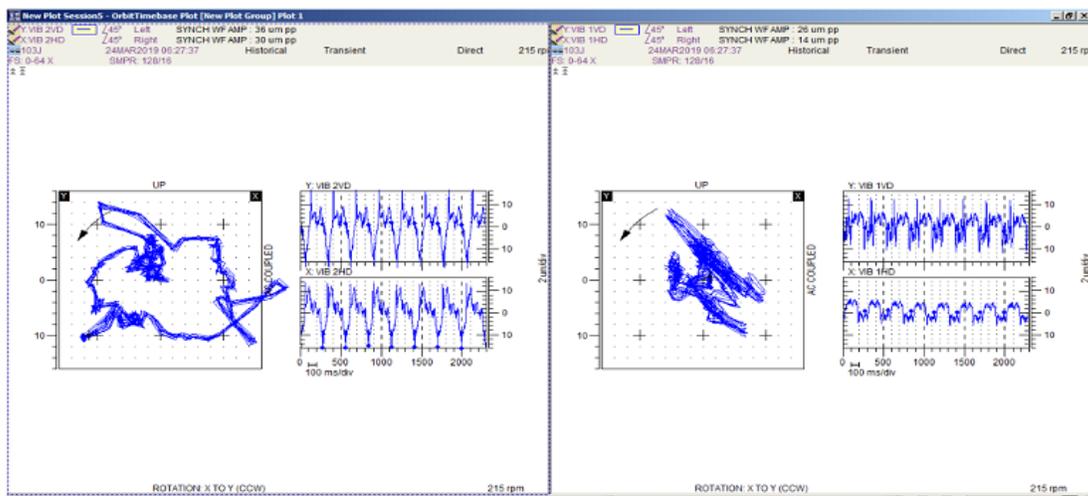


FIGURE 49 : orbite cinétique de la turbine basse pression dans la direction 1X

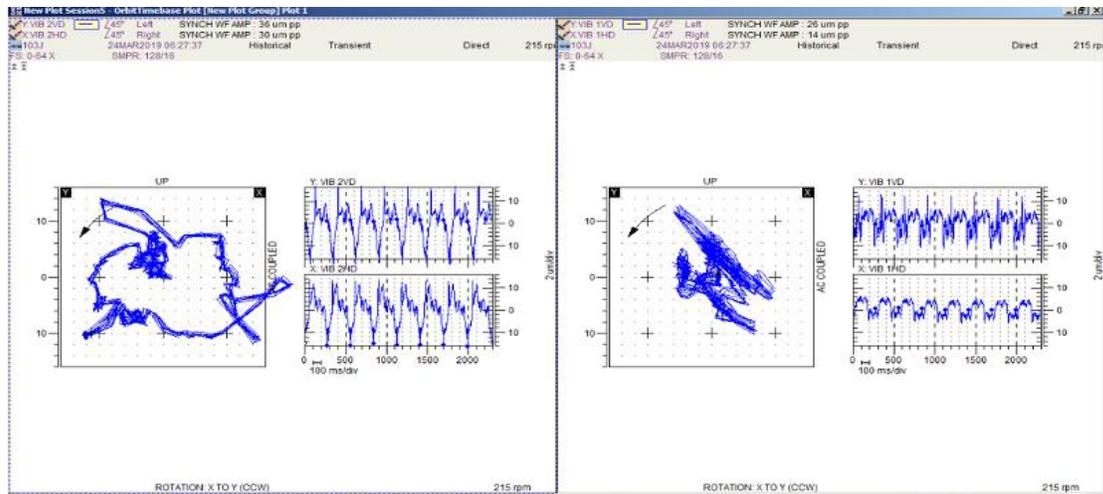


FIGURE 50 : orbite cinétique de la turbine basse pression dans la direction 1X

Résultat et discussions :

Ce diagramme nous montre clairement l'augmentation de l'amplitude de déplacement délivré par le capteur à courant de Foucault placé à coté du CA (moteur électrique).

L'examen du signal temporel nous montre qu'en 80ms ,l'amplitude est maximale.

Cette anomalie est la caractéristique d'un défaut d'usure au niveau de l'accouplement entre le moteur électrique et compresseur d'air.

Ce signal temporel reporté à une analyse orbitale avec l'élaboration des indicateurs vectoriels nous montre :

$$\begin{aligned} \text{Sup} &= \text{Dép } x \text{ c-c} == 12\mu\text{m} \\ \text{Sup} &= \text{Dép } y \text{ c-c} == 12\mu\text{m} \\ \text{Sup} &= \text{Dép } c-c \quad (x,y) < v < \sqrt{x^2+y^2}. \\ V &= 16.97 \mu\text{m}. \end{aligned}$$

L'apogee de l'orbite cinétique est : $16.97 \mu\text{m} = S \text{ max}$ (distance de l'orbite cinétique). Ce traitement de signal par l'orbite cinétique montre clairement que la surveillance de cette classe de machine à palier fluide (P1)est fiable et suffisante car l'amplitude réelle est $16.97 \mu\text{m}$ tandis qu'avec les indicateurs scalaires est de $12 \mu\text{m}$.

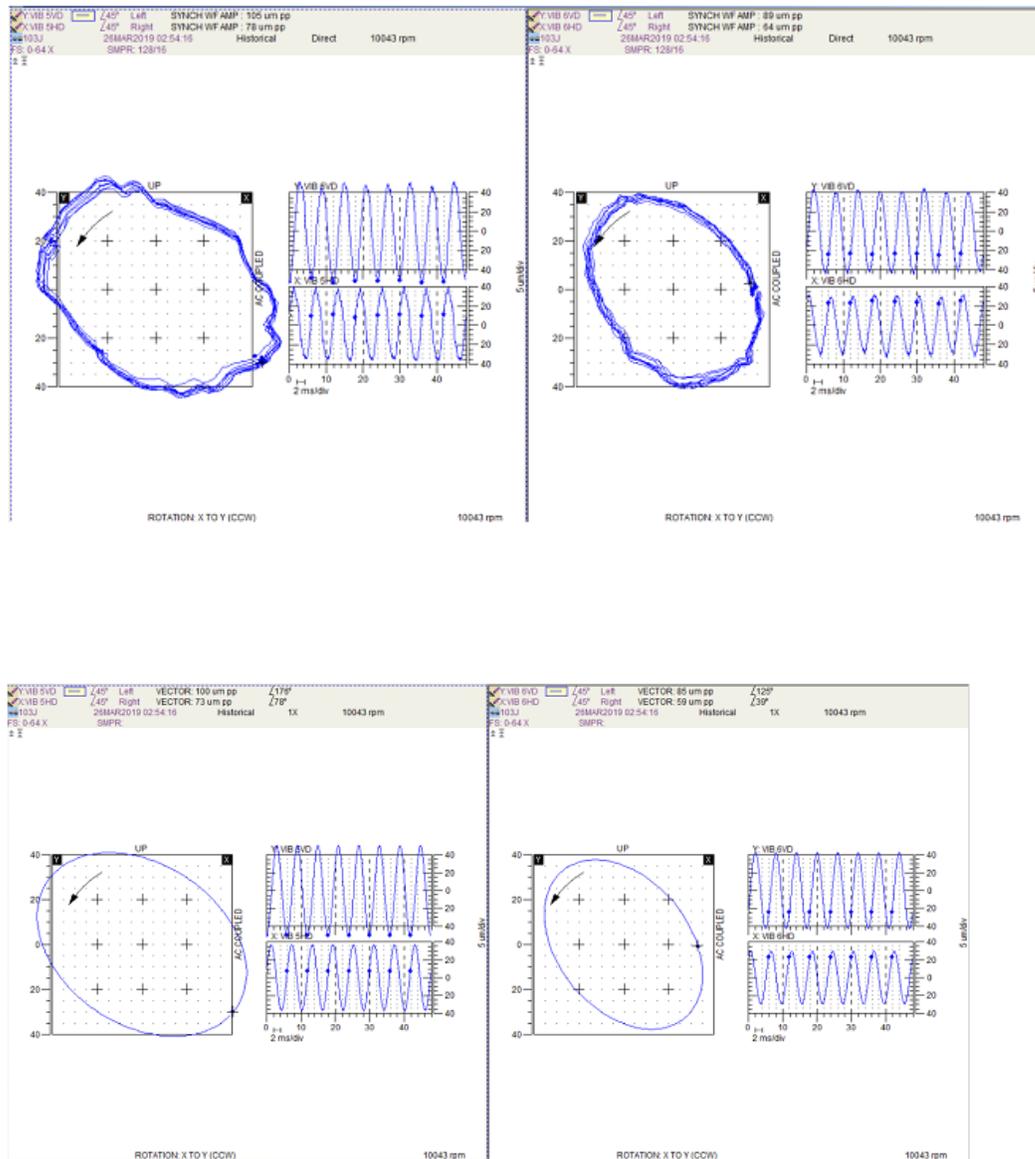


Fig6. LP compressor almost circular orbit with mainly 1X component and almost 90 deg between X&Y

FIGURE 51 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 1et 2

Résultat et discussions :

Ce diagramme nous montre clairement l'augmentation de l'amplitude de déplacement délivré par le capteur à courant de Foucault placé à coté du CA (moteur électrique).

L'examen du signal temporel nous montre qu'en 80ms, l'amplitude est maximale.

Cette anomalie est la caractéristique d'un défaut d'usure au niveau de l'accouplement entre le moteur électrique et compresseur d'air.

Ce signal temporel reporté à une analyse orbitale avec l'élaboration des indicateurs vectoriels nous montre :

PALIER N01 :

$$\text{Sup=Dép x c-c} == 6\mu\text{m}$$

$$\text{Sup=Dép y c-c} == 10\mu\text{m}$$

$$\text{Sup=Dép c-c (x,y)} < v < \sqrt{x^2+y^2}.$$

$$V = 11,66 \mu\text{m}.$$

L'apogée de l'orbite cinétique est : $11,66 \mu\text{m} = S \text{ max}$ (distance de l'orbite cinétique). Ce traitement de signal par l'orbite cinétique montre clairement que la surveillance de cette classe de machine à palier fluide (P1) est fiable et suffisante car l'amplitude réelle est $11,66 \mu\text{m}$ tandis qu'avec les indicateurs scalaires est de $10 \mu\text{m}$.

PALIER N02 :

$$\text{Sup=Dép x c-c} == 16\mu\text{m}$$

$$\text{Sup=Dép y c-c} == 12\mu\text{m}$$

$$\text{Sup=Dép c-c (x,y)} < v < \sqrt{x^2+y^2}.$$

$$V = 20 \mu\text{m}.$$

L'apogée de l'orbite cinétique est : $20 \mu\text{m} = S \text{ max}$ (distance de l'orbite cinétique). Ce traitement de signal par l'orbite cinétique montre clairement que la surveillance de cette classe de machine à palier fluide (P2) est fiable et suffisante car l'amplitude réelle est $20 \mu\text{m}$ tandis qu'avec les indicateurs scalaires est de $16 \mu\text{m}$.

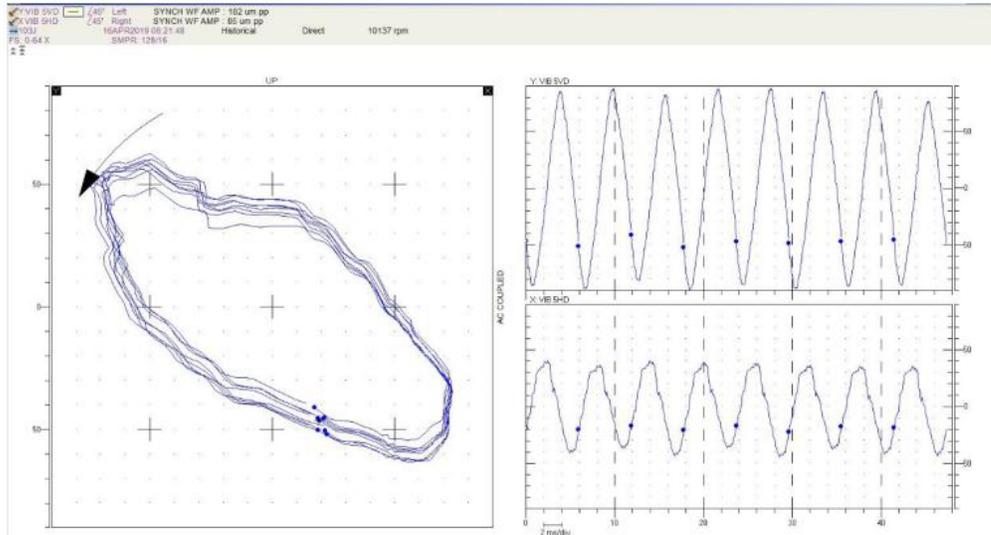


FIGURE 52 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 5

Ce signal temporel reporté à une analyse orbitale avec l'élaboraion des indicateurs vectoriels nous montre :

PALIER N05 :

$$\text{Sup}=\text{Dép x c-c} ==80\mu\text{m}$$

$$\text{Sup}=\text{Dép y c-c} ==40\mu\text{m}$$

$$\text{Sup}=\text{Dép c-c } (x,y) < v < \sqrt{x^2+y^2}.$$

$$V= 89,44 \mu\text{m}.$$

L'apogee de l'orbite cinétique est : 89,44 μm = S max (distance de l'orbite cinétique). Ce traitement de signal par l'orbite cinétique montre clairement que la surveillance de cette classe de machine à palier fluide (P5)est fiable et suffisante car l'amplitude réelle est 89,44 μm tandis qu'avec les indicateurs scalaires est de 80 μm .

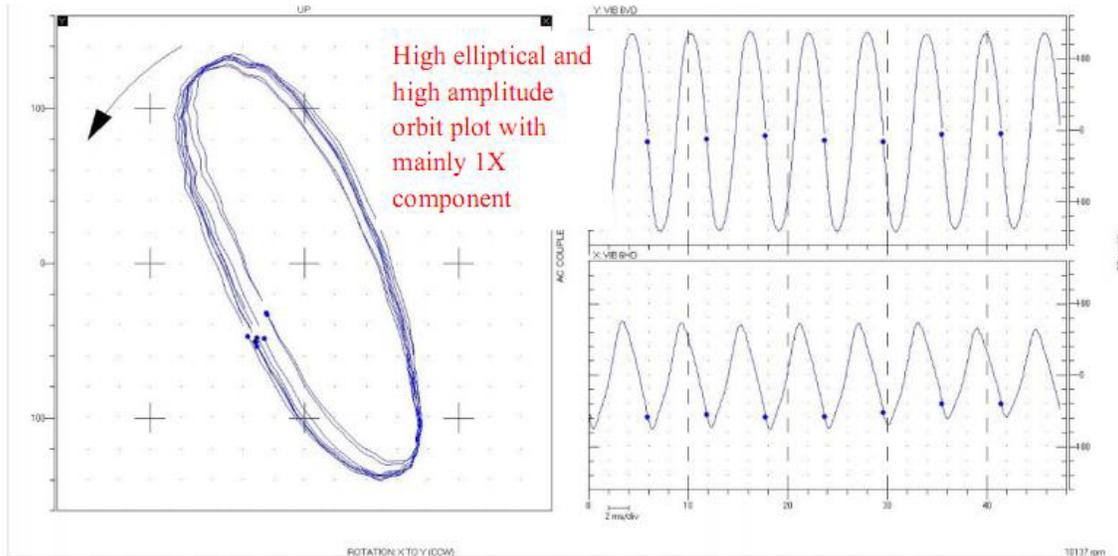


FIGURE 53 : orbite cinétique du compresseur à basse pression dans la direction 1X, 90°entre xet y, palier 6

PALIER N06 :

Sup=Dép x c-c ==140µm

Sup=Dép y c-c ==60µm

Sup=Dép c-c (x,y) < v<√x²+y².

V= 152.31 µm.

L'apogee de l'orbite cinétique est : 152.31 µm = S max (distance de l'orbite cinétique). Ce traitement de signal par l'orbite cinétique montre clairement que la surveillance de cette classe de machine à palier fluide (P6)est fiable et suffisante car l'amplitude réelle est 152,31µm tandis qu'avec les indicateurs scalaires est de 140 µm.

Il faut arreter la machine par ce que les amplitudes des vibrations sont très eleves et probablement c'est la cause de l'elipse et affect le retor par un désalignement causée par le cisaillement d'un boulon donc il faut le change voir la figure ci dessous :



FIGURE 54 : photo réel du cisaillement du boulon de l'accouplement du compresseur à basse pression

Le désalignement entre turbine HP coompresseur BP n' a pas été courigé et l'installation a continué travaillée avec cette amplitude qui a entrainé le dapassement le seuil d' alarmest et seuil d'alerte .Cette situation a donner des dégradation catastrophique

Pour suerveiller cette classe macine on jug toujours de coroler à l'indicateur de surveillance de vibration ,l'indicteu de temperature cela pour métre on œuvre les processuces de tous les organes qui constitue cette instalation.

Temp Location	Design (deg C)	Temperature (deg C)
LP Turbine NDE	NA	-
LP Turbine DE	NA	-
HP Turbine NDE	NA	-
HP Turbine DE	NA	-
LP Compressor NDE	75	71
LP Compressor DE	-	-
HP Compressor NDE	75	59
Thrust HP Compressor	70	64
HP Compressor DE	-	-

Tableau 20 : Températures au niveau du palier de la ligne d'arbre

La température n'a pas dépassé le seuil pré déterminé ,on conclut que le déséquilibre et d'origine mécanique et non pas thermique .

Axial Location	Tag No.	Alarm (mm)	Danger (mm)	Position (mm)
LP Turbine Axial	AX 1AD-1	0.29 to -0.29	0.42 to -0.42	0.099
LP Turbine Axial	AX 1AD-2	0.29 to -0.29	0.42 to -0.42	0.138
HP Turbine Axial	AX 3AD-1	0.26 to -0.26	0.39 to -0.39	0.289
HP Turbine Axial	AX 3AD-2	0.26 to -0.26	0.39 to -0.39	0.245
LP Compressor Axial	AX 6AD-1	0.34 to -0.4	0.47 to-0.47	0.322
LP Compressor Axial	AX 6AD-2	0.34 to -0.34	0.47 to-0.47	0.312
HP Compressor Axial	AX 8AD-1	0.33 to -0.33	0.46 to -0.46	0.399
HP Compressor Axial	AX 8AD-2	0.33 to -0.33	0.46 to -0.46	0.351

Tableau 21: les amplitudes vibratoires des paliers en direction axial

VI.4. Etude de l'influence de la vitesse de rotation et de la phase de vibration aux premier ordre :

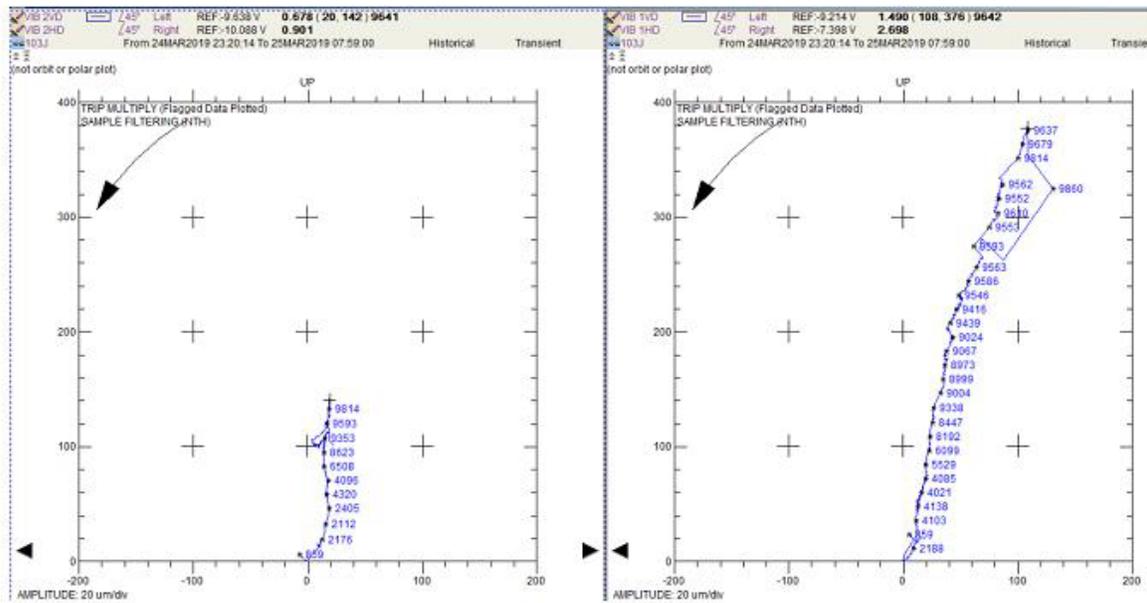


FIGURE 55 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 1 et 2

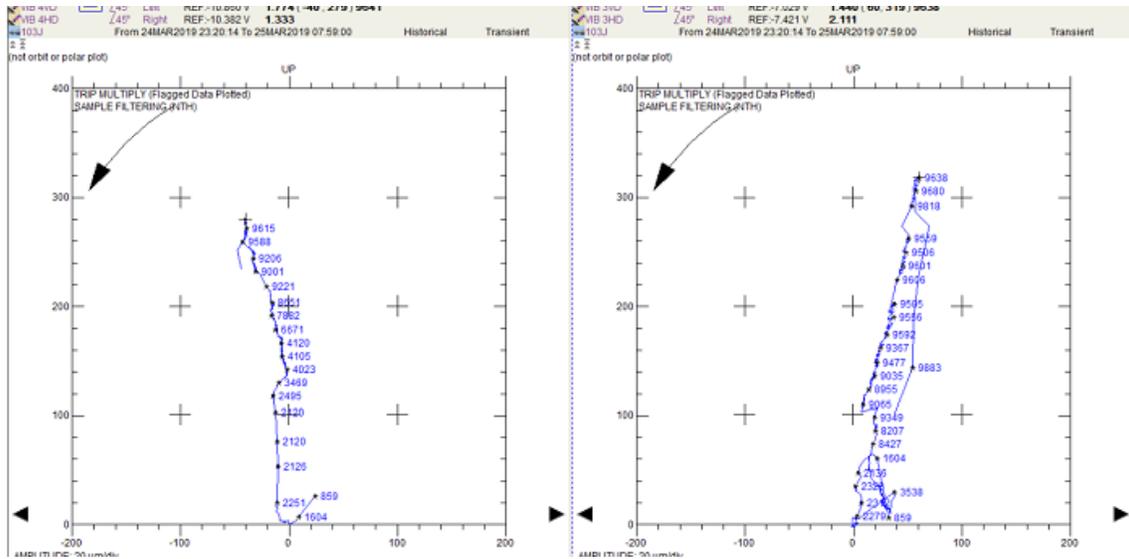


FIGURE 56 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 3 et 4

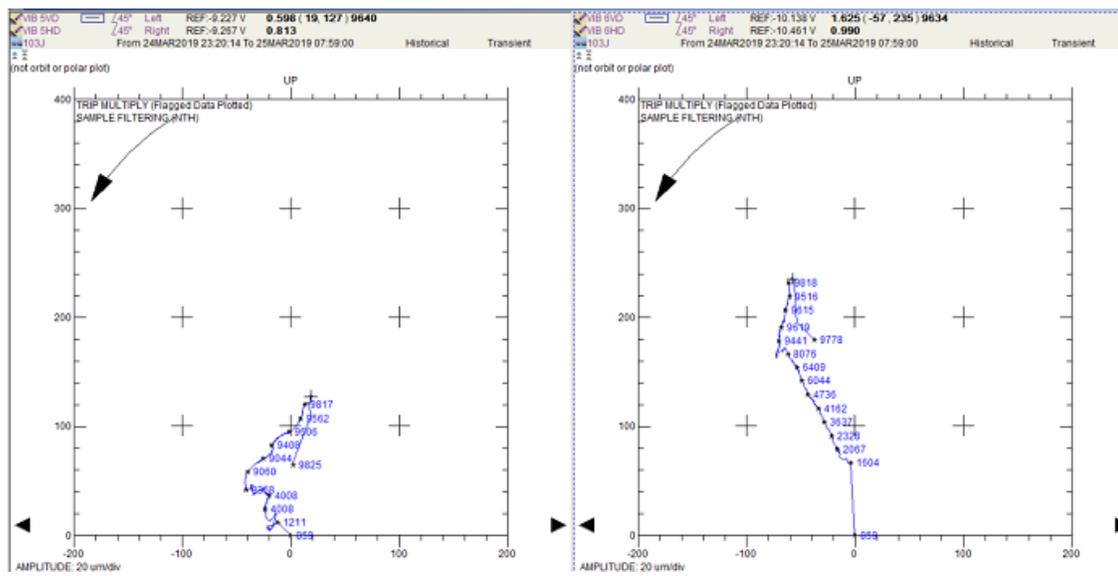


FIGURE 57 : l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 5 et 6

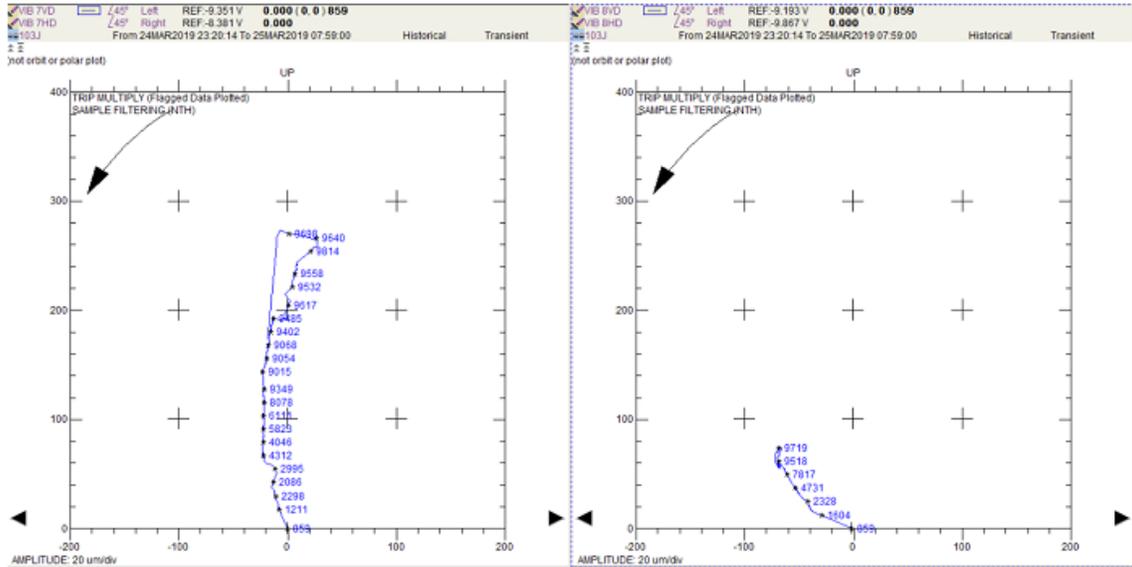


FIGURE 58: l'évolution de la vitesse lors du démarrage , palier 7 et 8

Cette etude de vibration 1X par un repère tachymétrique. C'est pour éviter le passage du déséquilibre en survitesse (premier ,deuxieme et troisieme) ordre

IV.5.DIAGRAMME DE BODE :

Une surveillance fiable de cette classe de machine nécessite également un suivi d'évolution du mouvement relatif de l'arbre en régime transitoire au cours des phases de démarrage et d'arrêt.

Les analyses en régime transitoire peut être représenté sous forme de diagramme (diagramme de BODE, diagramme polaire,...) à partir des indicateurs vectoriels représentant l'évolution de l'amplitude et de la phase des principales composants du signal délivré par les capteurs radiaux de proximité de chaque palier en fonction de la vitesse de rotation.

Les valeurs exactes de la vitesse critique et de l'amortissement des paliers sont des données très importantes que l'exploitation devrait connaître et mesurer avec précision à chaque arrêt et redémarrage.

Toutes les modifications de ces valeurs permettant de suspecter l'existence d'anomalie grave telle que fissuration de l'arbre, usure des paliers, frottement sur les labyrinthes d'étanchéité.

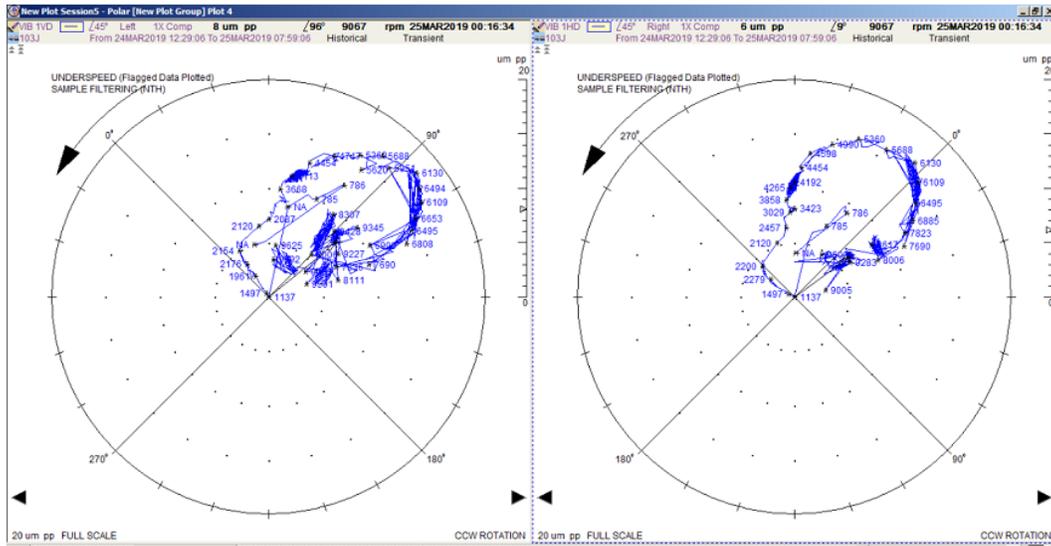


FIGURE 59 : Diagramme de BOOD de la turbine basse pression, palier 1

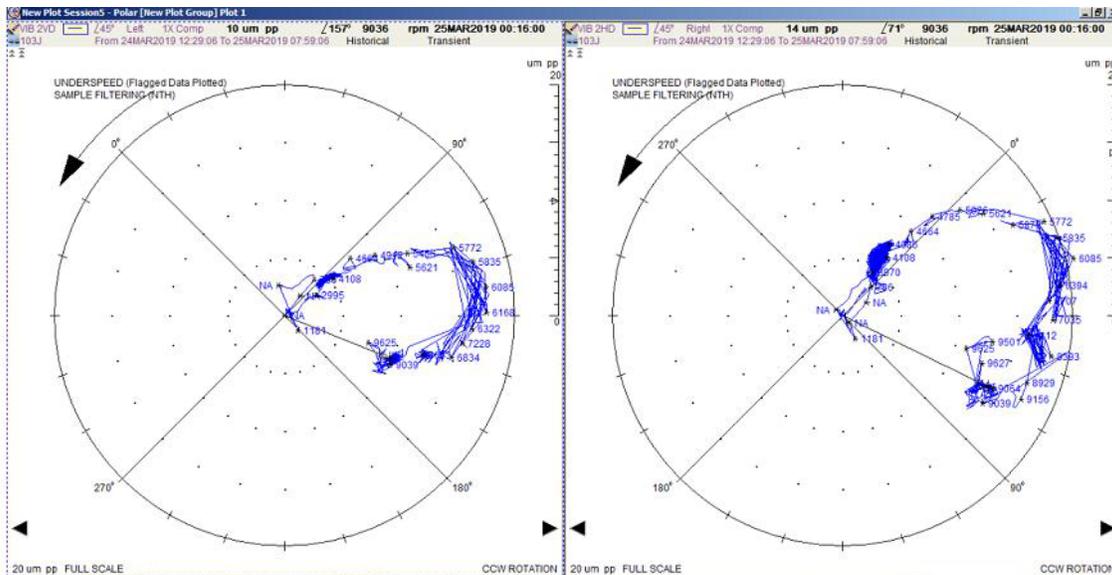


FIGURE 60 : Diagramme de BOOD de la turbine basse pression, palier 2

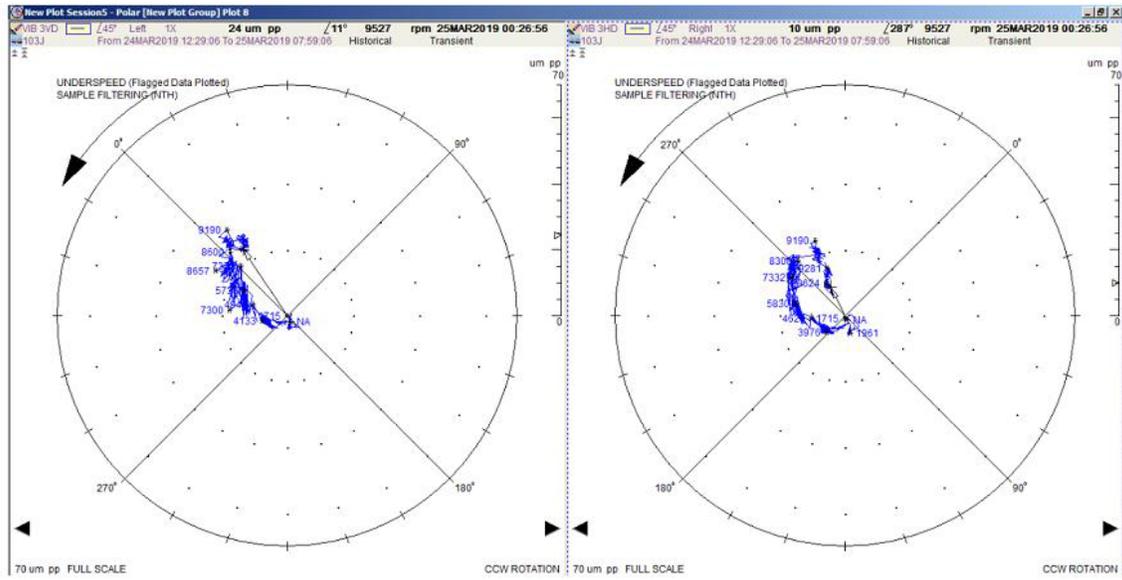


FIGURE 61 : Diagramme de BOOD de la turbine haute pression, palier 3

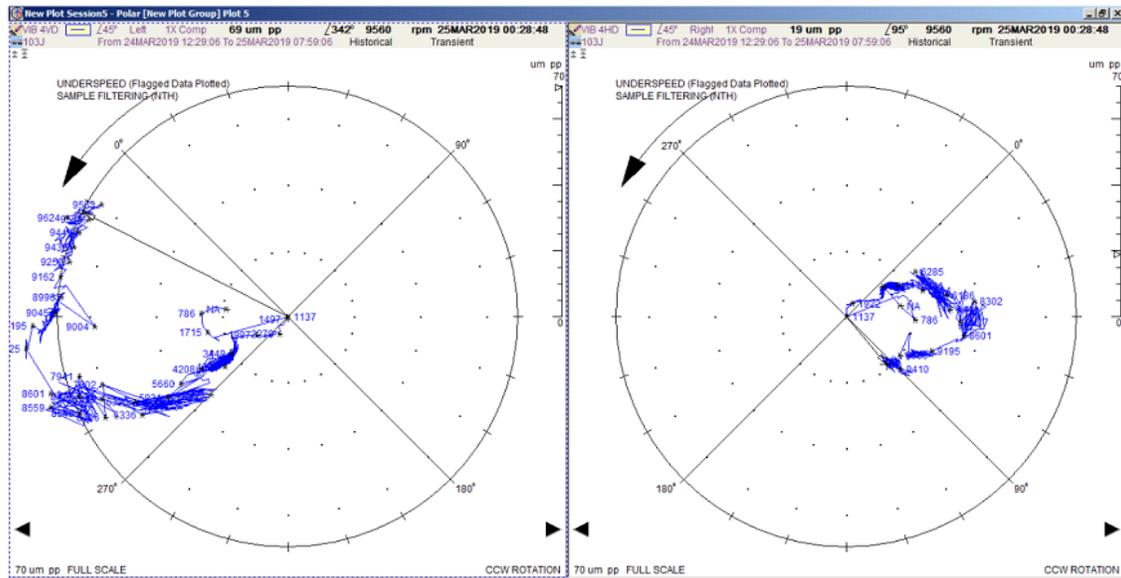


FIGURE 62 : Diagramme de BOOD de la turbine haute pression, palier 4

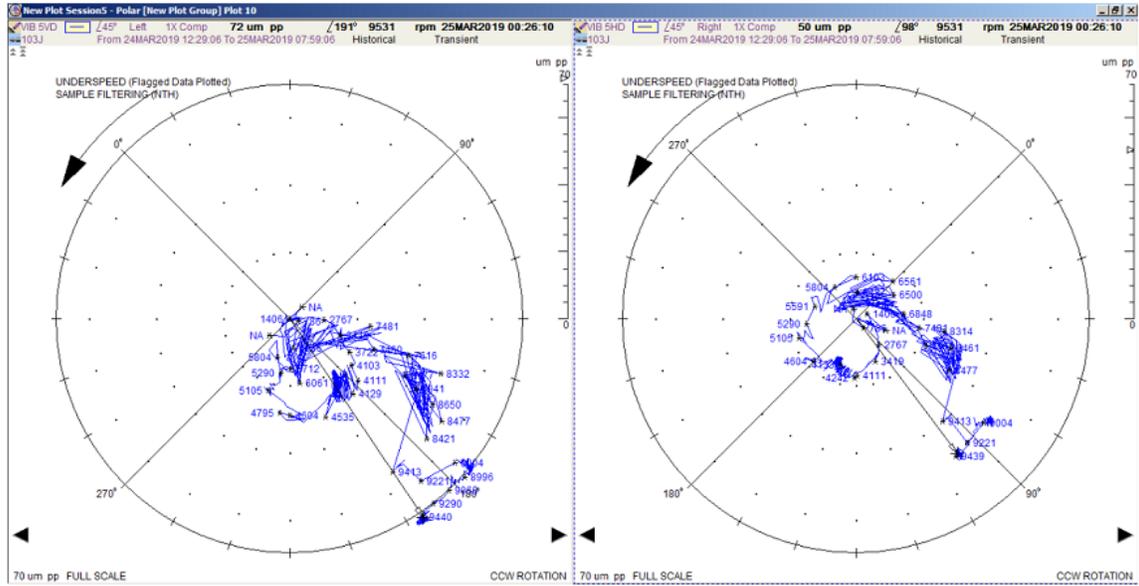


FIGURE 63 : Diagramme de BOOD du compresseur basse pression, palier 5

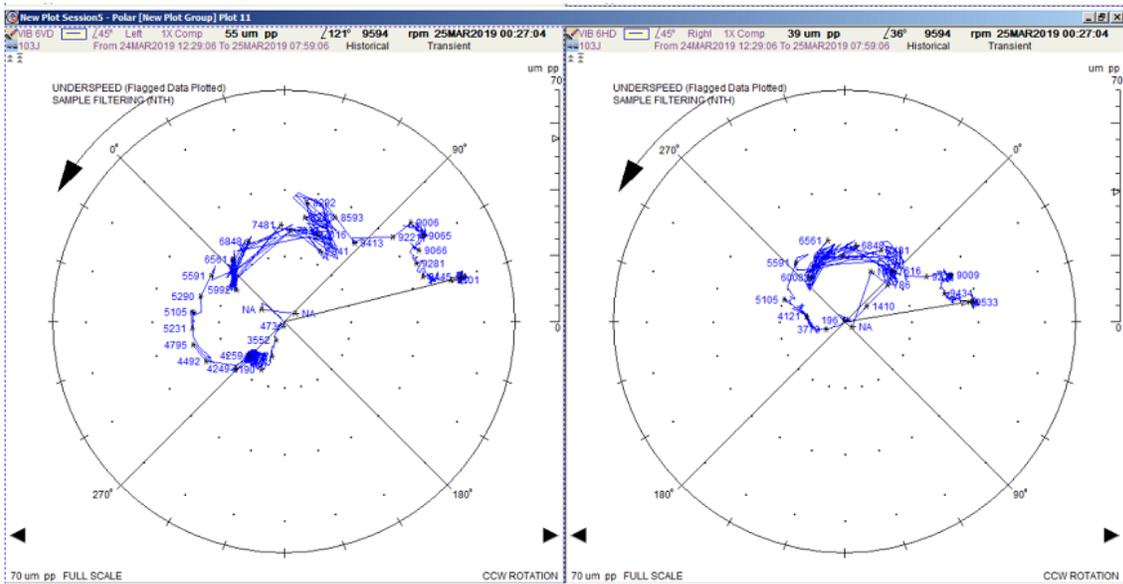


FIGURE 64 : Diagramme de BOOD du compresseur basse pression, palier 6

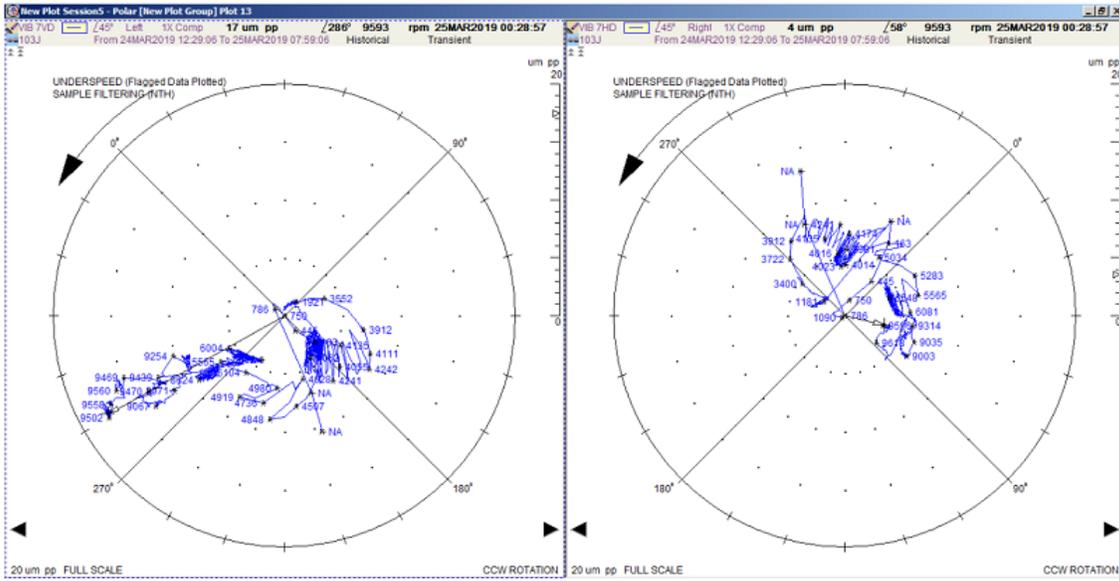


FIGURE 65: Diagramme de BOOD du compresseur haute pression, palier 7

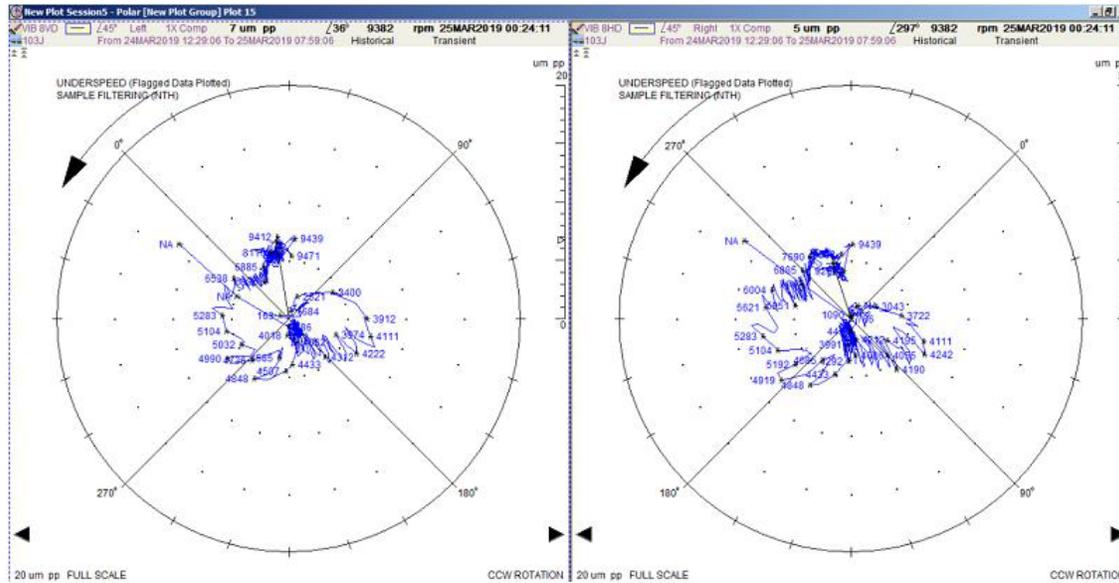


FIGURE 66: Diagramme de BOOD du compresseur haute pression, palier 8

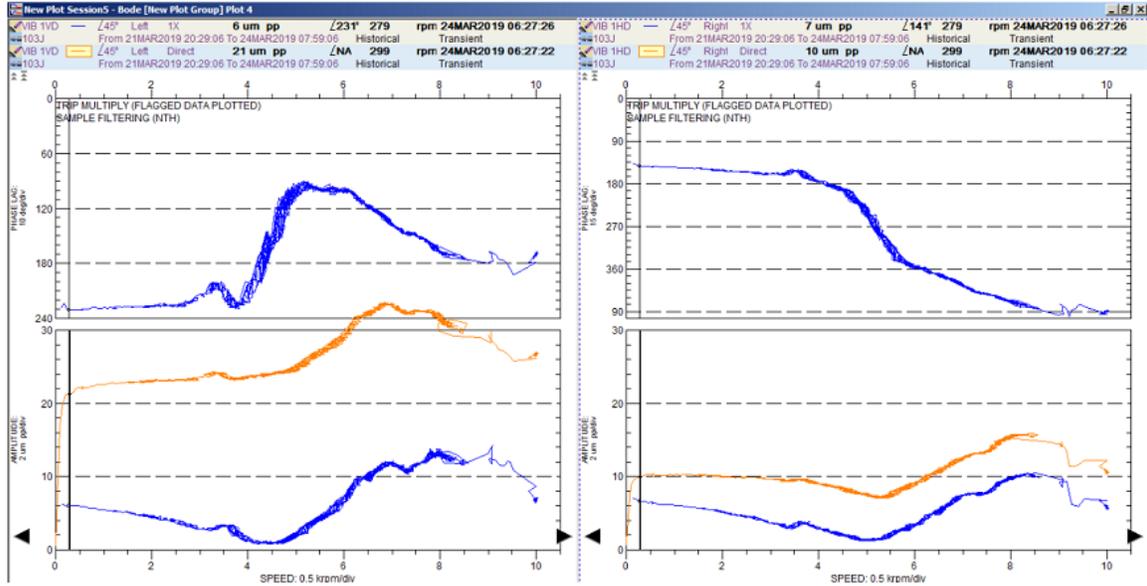


FIGURE 67: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 1

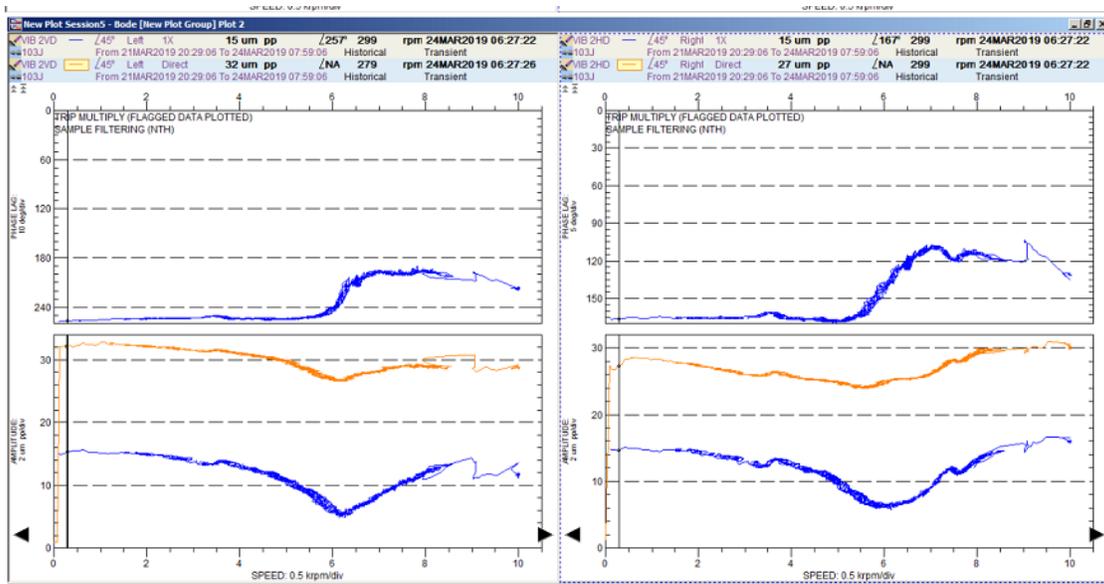


FIGURE 68: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 2

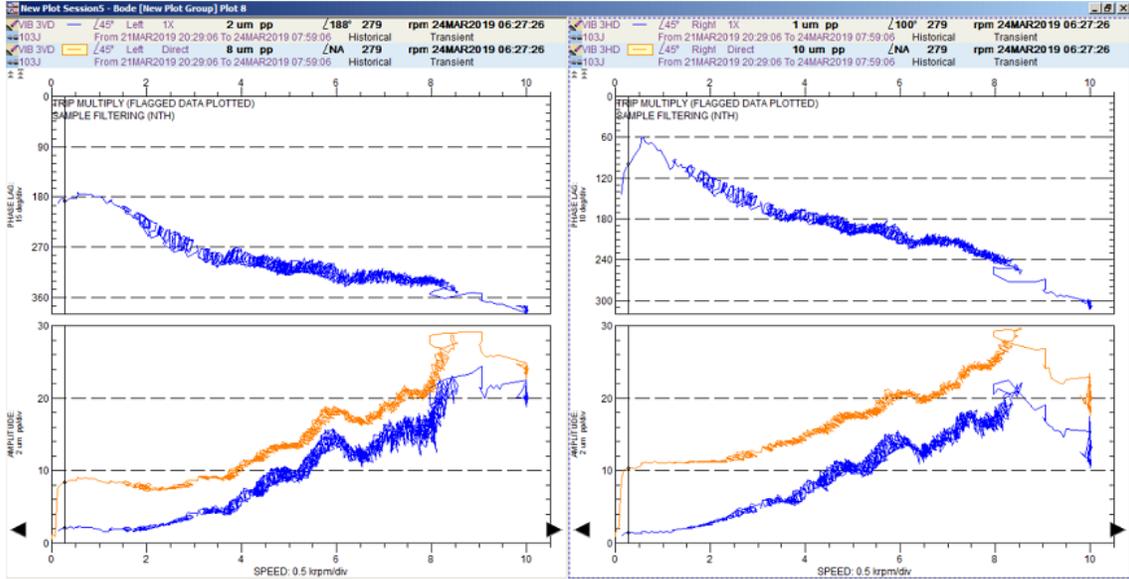


FIGURE 69: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 3

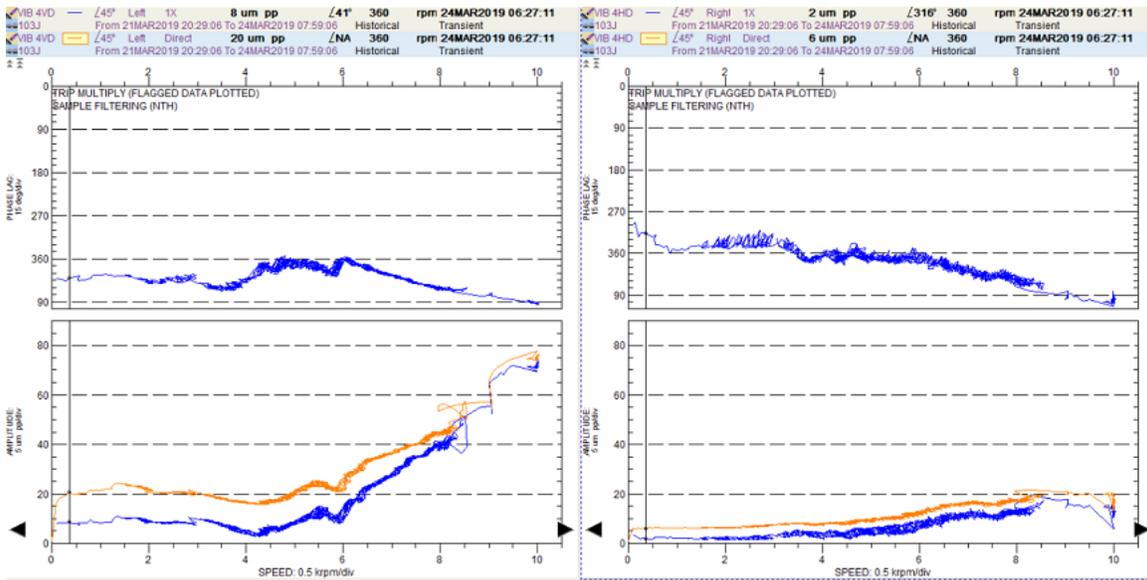


FIGURE 70: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 4

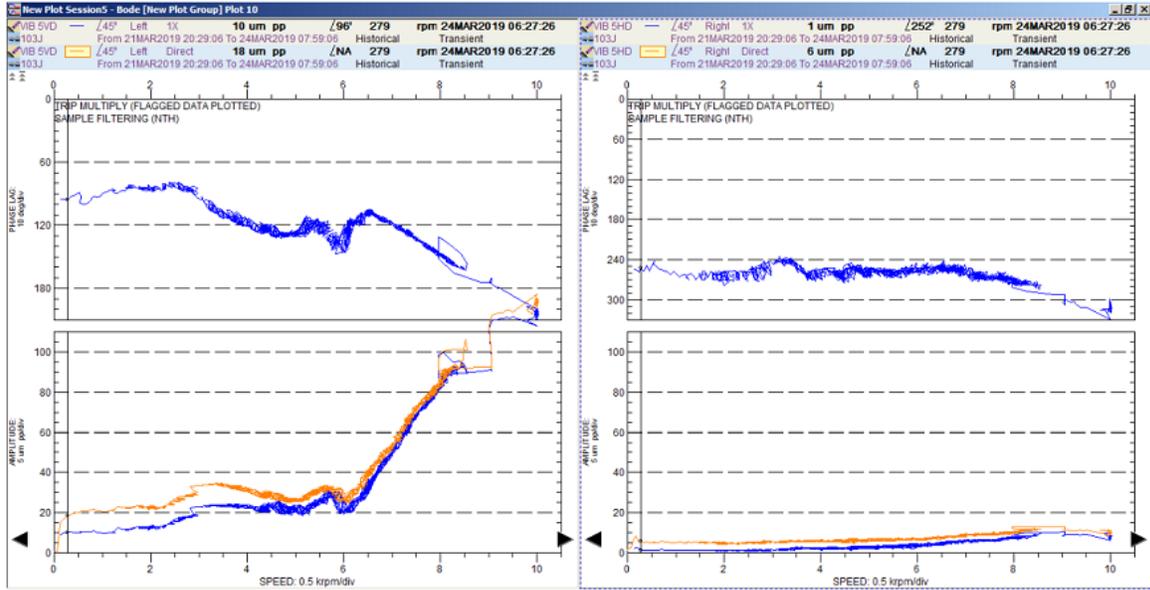


FIGURE 71: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 5

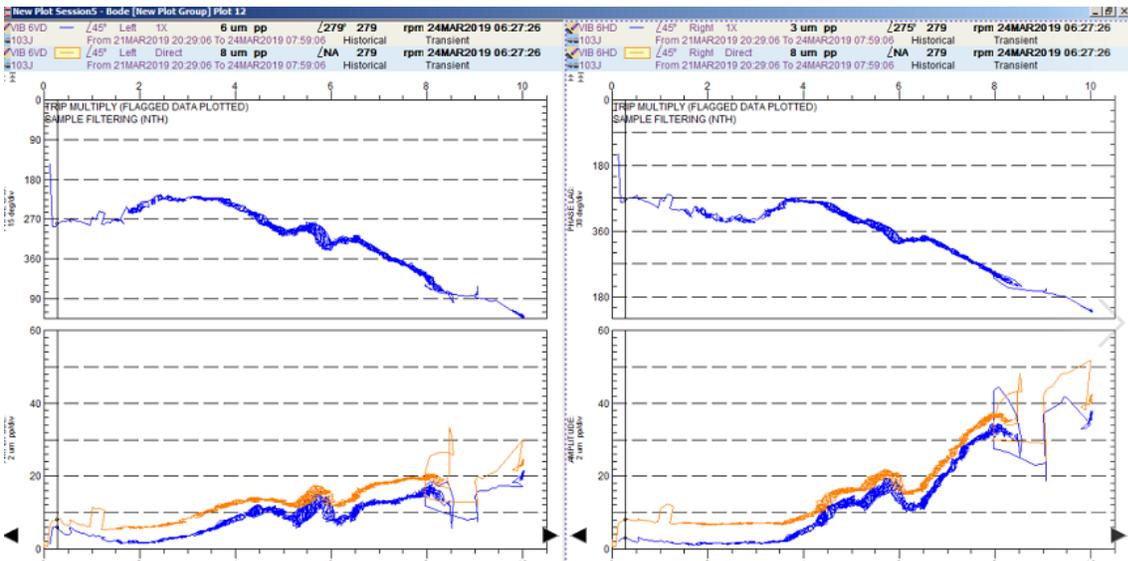


FIGURE 72: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 6

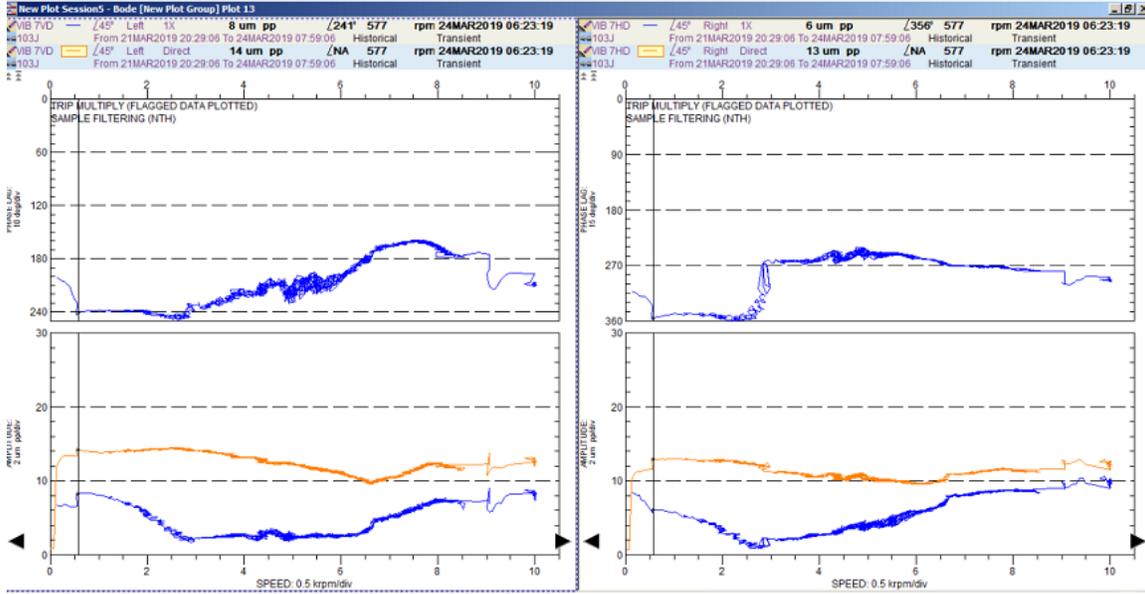


FIGURE 73: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 7

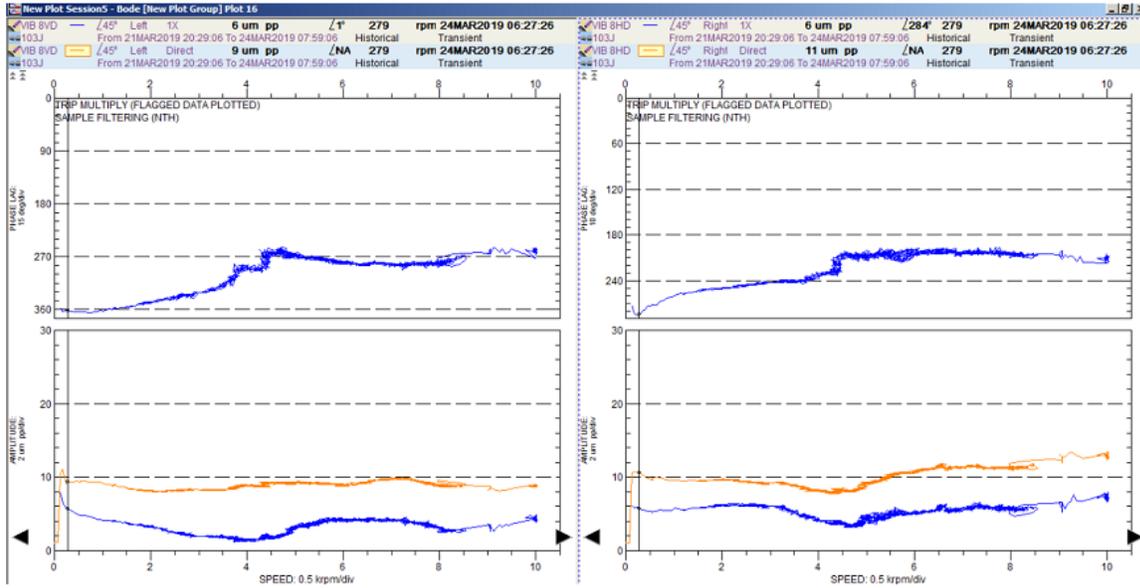


FIGURE 74: variation des amplitudes en fonction de la vitesse avant et après couplage palier 8

Le résultat et la discussion :

Ce diagramme nous montre l'évolution de l'amplitude et de la phase par rapport à un repère bathymétrique de la composante 1 de la f, hors de la phase de démarrage le passage par la vitesse critique de 299 tr/min indique une amplitude de 15 μm c-c et 32 μm juste avant le couplage.

- Pendant le précédent démarrage :
L'amplitude 32 μm et de 28 μm c-c avant le couplage.

- Lors du démarrage :
La différence d'amplitude : 32 μm -15 μm = 17 μm

RECOMENDATION :

- Il est fortement recommandé d'effectuer équilibrage sur site pour tenter de réduire les fortes vibrations des roulements du compresseur BP, lorsque les vibrations se croisent ou se rapprochent de la limite de danger. Des masses d'équilibrage peuvent être installés aux accouplements.
- Pour toute opération d'inspection (maintenant), il est recommandé de marquer les éléments d'accouplement avant le désaccouplement afin de pouvoir revenir aux positions initiales plus tard et d'avoir la lecture de la vibration proche des lectures des niveaux précédents (avant l'arrêt).
- Il est recommandé de réduire les niveaux du Run Out de tous les paliers en polissant le chemin des sondes à la prochaine occasion.
- Enregistrez et communiquez les jeux actuels des paliers.

- L'intégration des données de processus à System1 serait utile pour corréler les données de vibration et de processus.
- Il serait recommandé de mettre en place des outils permettant à l'opérateur de contrôler entièrement les paramètres du processus (principalement les paramètres de vapeur), comme le montrent clairement les données du mode transitoires, en particulier les données de démarrage). cette vitesse de la machine est très difficile à contrôler. Nous recommandons d'installer des LVDT sur les vannes à vapeur des turbines à vapeur afin d'avoir la position précise des vannes dans le DCS.

Conclusion:

La surveillance avec un seul capteur n'est pas fiable puisque la machine va être dégradé sans avoir dépassé le seuil établi.

La déformation de l'orbite cinétique montre clairement l'instabilité Des palier .

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

D'après notre étude, cette classe machine est difficile à surveiller par des indicateurs scalaires nous avons intégré une approche dans la phase du pré diagnostic en utilisant des indicateurs vectoriels.

Ce vecteur est constitué par l'amplitude et la phase

On a pratiqué cette méthode et on a trouvé que ces calculs sont très riches en informations et nous donnent des résultats plus fiables et précis.

Dans la phase du diagnostic nous avons utilisé des outils riches en information comme la mesure des amplitudes vibratoires par l'orbite cinétique, diagramme de BOOD et on a calculé le phénomène RUN OUT.

Dans les deux phases il faut utiliser des indicateurs vectoriels puisque sont très puissants et nous donnent des résultats bien précis.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [01] Document technique, SONATRACH/IAP-CU Boumerdes .
 - [02] Lucien VIVIER : Turbines à vapeur et à gaz, EDITION ALBIN MICHEL.
 - [03] SOUALEM MOHAMED, Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'un turbocompresseur 103J, THESE DE MASTER, UNIVERSITE ANNABA, ANNEE 2012
 - [04] Document technique Ferial usine Arzew Unité ammoniac II SECTION TURBOCOMPRESSEURS 103J/JT
 - [05] Document technique, groupe turbo compresseur 103, département maintenance d'ASMIDAL, (DOCUMENT ASMIDAL)
-