

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOKHTAR- ANNABA UNIVERSITY
UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار- عنابة

Année : 2017

Faculté : Sciences de L'Ingéniorat

Département : Électromécanique

MÉMOIRE

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

*Recherche des facteurs affectant la détérioration
de la performance de la ligne d'arbre d'une
turbine à vapeur à P.F.D.(sis-u/ammoniac-fertial)*

Domaine: Sciences et Technologie.

Filière: Electromécanique.

Spécialité: Maintenance des installations industrielles.

Par : BOUKHEZNA MERIEM

DEVANT LE JURY

Président :	Mr BELHAMRA A.	U.B.M. Annaba
Directeur de mémoire :	Mr DAKHMOUCHE M.T.	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mr BOURAS H.	U.B.M. Annaba
Examineur :	Mlle KHALFA D.	U.B.M. Annaba

Remerciements :

Grâce à Dieu le tout puissant qu'il nous a accordé la patience et la volonté pour ce travail terme qu'il sort louer éternellement.

Ainsi, je tiens également à exprimer mon vif remerciement à mon encadreur Dr. DAKHMPUCHE M.T qui par sa bienveillance ses conseils pour les efforts qu'il a fourni et sa disponibilité qu'il nous a consente à tout moment au cours de la réalisation de ce travail.

Je remercie aussi tous les enseignants qui ont contribués à ma formation et à tous les membres du jury qui ont accepté à juger ce travail, et je remercie aussi mes collègues et groupe maintenance des installations industrielles.

En fin, je tiens à exprimer tout ma reconnaissance et ma gratitude à toutes les personnes qui m'ont aidé et encouragé dans les moments pénibles et qui m'ont donné la force et la volonté de continuer et de réaliser ce modeste travail.

Boukizena-M

Dédicaces :

Je dédie ce modeste travail à ma source de bonheur :

Ma mère pour leur amour, leur bonté, leur sacrifié, leur encouragement perpétuel, leur soutien, puisse Dieu prolonge leur vie dans le bonheur.

Mon père, ma grande mère mes frères et mes sœurs.

A tous les membres de ma famille grande et petite.

*A mes amie proche **Houdaifa** , **Ilhem** .*

A Mr Yassine Bilaili .

Et a tous mes amies.

Mer-You-Cha

Introduction générale.

Chapitre 01 : « Génialité sur les turbines à vapeur »

1.	Introduction.....	1
2.	Historique.....	3
3.	Description de la turbine à vapeur.....	3
4.	Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur.....	8
5.	Réalisation pratique et application.....	10
6.	Domaine d'application des turbines à vapeur.....	11
7.	Limite technique et avantage.....	11
8.	Conclusion.....	11

Chapitre 02 « Etude de fonctionnement du turbocompresseur 103J »

1.	Introduction	12
2.	Rôle et importance de la section.....	12
3.	Description du turbocompresseur 103J.....	13
4.	Turbine.....	14
5.	Compresseur.....	17
6.	Principe de fonctionnement du turbocompresseur 103J.....	19
7.	Les systèmes annexes du turbocompresseur.....	21
8.	Conclusion.....	24

Chapitre 03 « Etude du palier lisse »

1.	Introduction.....	25
2.	Définition de palier lisse.....	25
3.	Paliers lisse.....	26
4.	Coussinet.....	29
5.	Les facteurs affectant.....	31

Chapitre 04 « Formulation de la phase de pré diagnostic des défauts de la ligne d'arbre de la T.A.V par les outils graphiques »

1.	Introduction.....	32
2.	Etude du graphique des formes des modes de la ligne d'arbre 103JT dans les directions VRH, VRV, VA :.....	32
3.	Etude de graphique (ou histogramme d'évolution) de l'indicateur scalaire V_{tfeff} ou RMS sur une plage fréquentielle (0-1000Hz) :.....	36
4.	Graphe de la déformée de la ligne d'arbre par l'étude des vibrations critique de torsion : 38	
5.	Conclusion.....	42

Chapitre 05 «Formulation de la phase de diagnostic par-là l’analyse spectral »

1. Introduction.....	44
2. L’analyse spectrale.....	44
3. Caractéristique d’affichage d’un spectre.....	44
4. L’interprétation des spectres des vibrations.....	45
5. Turbine BP	45
6. Turbine HP	49
7. Compresseur BP.....	53
8. Compresseur HP	57
9. Conclusion	60

Conclusion générale.

Références bibliographiques et webographie.

Introduction Générale :

La finalité de la surveillance par l'analyse vibratoire de cette classe des machines à P.F.D a fortement évolué ces dernières années.

Avant, cette surveillance était destinée à permettre l'arrêt d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme du type feu ou par pourcentage, ou par l'arrêt de la machine à P.F.D si l'amplitude de vibration la plus souvent dans le cas des machines à P.F.D, le déplacement relatif de l'arbre et celui absolu dans le palier atteignent des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement. Elle est maintenant devenue le pilier d'une stratégie de maintenance : la M.P.C.

La surveillance de cette classe des machines à P.F.D par la M.P.C permet la détection précoce des défauts et le suivi de leur évolution dans le temps, la détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions impératives tout en provoquant des arrêts programmés à la moment opportuns, en fonction des impératifs de production.

Dans le cas de la surveillance de cette classe des machines à P.F.D qui a fait l'objet de notre étude, le département de maintenance de FERTIAL souhaite tout de plus en plus connaître la nature du défaut et sa gravité pour prendre une décision ferme.

Il lui est en effet indispensable, dans un contexte industriel difficile, ou la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stocks en P.D.R et la réduction des coûts de détérioration de la performance toujours de l'outil de production, sont des objectifs stratégiques, de connaître d'une manière précise l'état de santé de l'équipement dont il doit gérer la disponibilité de assurer la maintenance performante.

La réponse à ses nouvelles exigences est la suivante :

Du pré diagnostic basé sur les fixations et le suivi des indicateurs significatifs de bon fonctionnement.

Du diagnostic basé sur l'analyse en B.E des signaux vibrations délivrés par le P.Z.E.

Ces deux phases pré diagnostic et diagnostic seront étudiées ultérieurement dans notre projet.

Chapitre 01

I. Introduction :

Turbine, moteur rotatif qui convertit l'énergie d'un courant d'eau, de vapeur ou de gaz en énergie mécanique. Plus généralement, c'est un organe permettant la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous forme mécanique. L'élément de base d'une turbine est une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposés sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner une pompe, un compresseur, un générateur ou une hélice. On distingue les turbines hydrauliques, ou à eau, les turbines à vapeur et les turbines à gaz.

Dans le langage courant, le terme turbine désigne une installation de production d'énergie, la turbine étant parfois constituée de plusieurs étages.

Aujourd'hui, les générateurs à turbine produisent la plus grande partie de l'énergie électrique dans le monde.



Figure 01 : l'ensemble turbine à vapeur

I. 2. Historique :

La turbine à vapeur est le fruit du travail de nombreux chercheurs et ingénieurs à la fin du XIXe siècle. Parmi les contributions notoires au développement de ce type de turbine, on peut mentionner celles du Britannique Charles Algernon Parsons et celles du Suédois Carl Gustaf Patrik de Laval. Parsons fut à l'origine du principe de la séparation des étages, selon lequel la vapeur se dilate dans un certain nombre d'étages, produisant à chaque fois de l'énergie. De Laval fut le premier à concevoir des jets et des augets adaptés à une utilisation efficace de la vapeur en expansion. [1]

I. 3. Description de la turbine à vapeur :

Actuellement, la plupart des constructeurs de turbines construisent leurs turbine pour des caractéristiques élevées dz la vapeur.

Cela procure un rendement élevé des turbines et une économie élevée dans les centrales électrique utilisant de la vapeur à haute pression.

On pratique une deuxième surchauffe, ou resurchauffe, pour réduire l'humidité da la vapeur dans les derniers étages et atténuer ainsi l forte usure produite par la vapeur humide sur les ailettes motrices, quand la pression de vapeur atteint ou dépasse 130 bars à l'admission. Dans ce cas, la totalité de la vapeur subit cette deuxième surchauffe habituellement à la sortie du premier cylindre de haute pression (cylindre HP) en repassant dans la chaudière à vapeur ou bien dans une surchauffeur spéciale dit resurchauffeur, après quoi elle se détend de nouveau dans les cylindres suivante de la turbine. [2]

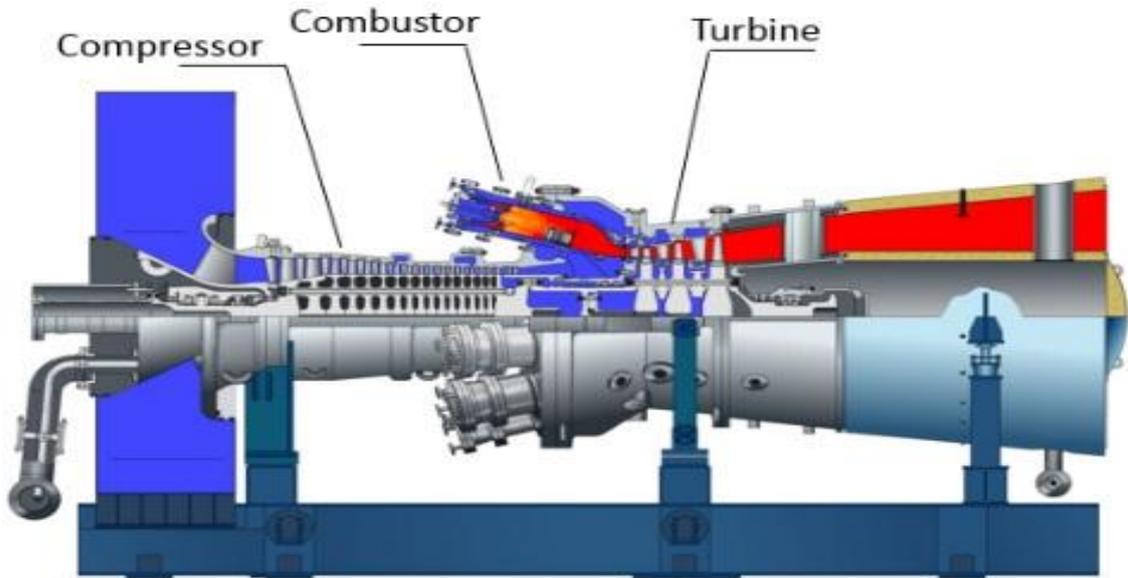


Figure 02 : les composantes d'une turbine à vapeur

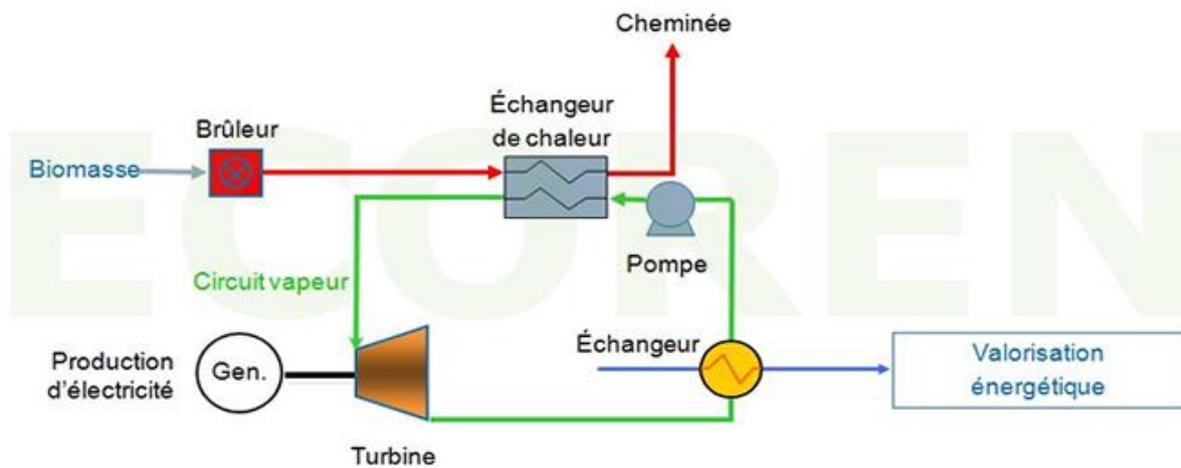


Figure 03 : schéma simplifié d'un circuit vapeur

I. 3.1. Les cycles de turbine à vapeur :

Les cycles des turbines à vapeur utilisent un fluide compressible, qui change d'état au cours du cycle. Le changement d'état de la vapeur génère des variations importantes de l'enthalpie qui permet de transformer de grandes quantités de chaleur en travail. Dans une turbine la vapeur s'étend de façon continue dans un système de roues à aubes. Cette propriété permet de fonctionner avec des débits importants de pousser la détente sans l'effet de troncature, comme dans les machines alternatives.

I. 3.1.1. Cycle théorique d'une machine à vapeur : cycle de Rankine :

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine qui se déroule totalement en vapeur humide. Ce cycle comporte :

1. deux isobares (changement d'état isotherme)
2. deux adiabatiques ;

C'est un cycle de Carnot (rectangle dans le diagramme (T - S)), appliqué aux vapeurs condensables :

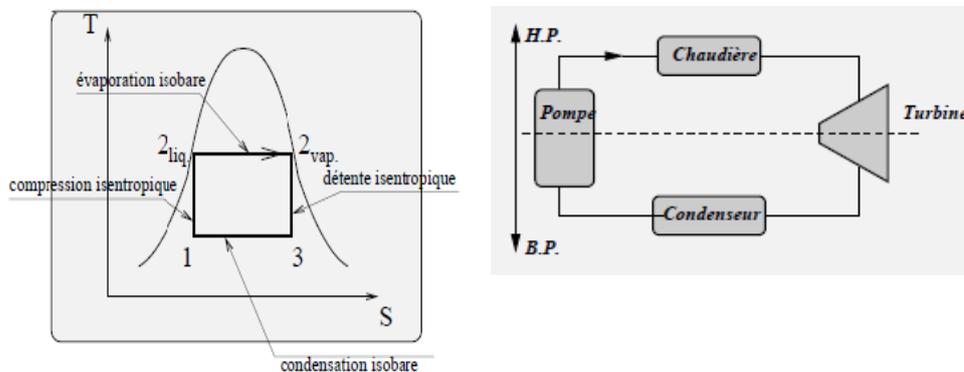


Figure 04 : cycle de Rankine

Les éléments constitutifs d'une machine à vapeur sont :

- une chaudière
- un condenseur
- une turbine
- une pompe de circulation

I. 3.1.2. Cycle de Hirn :

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la Chaudière est surchauffée à une température supérieure la température Critique.

Ce cycle présente deux avantages :

- 1. la surchauffe augmente la température (l'énergie) de la vapeur en début de détente ;
- 1. la d'extinction est effectuée en régime sec.

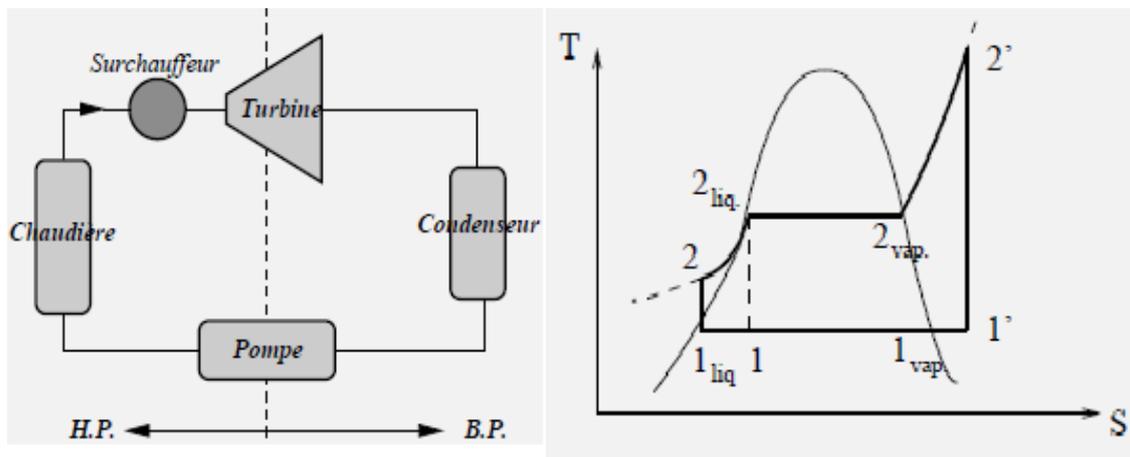


Figure 05 : cycle de Hirn

I. 3.1.3. Cycle avec soutirage :

L'amélioration du rendement exige de se rapprocher le plus possible d'un cycle de Carnot, Dans lequel les échanges de chaleur avec les sources extérieures S'exécutent au cours des transformations isothermes. On cherche donc, pour les transformations non-isothermes, à générer des transferts de chaleur à l'aide d'échangeurs internes.

Ces échanges de chaleur internes ne modifient pas le rendement de Carnot. En effet, si les deux quantités de chaleur peuvent être échangées à l'intérieur du cycle sans faire appel aux sources extérieures alors, les seuls échanges de chaleur avec les sources e chaleur sont des échanges isothermes, et l'on obtient un cycle de Carnot considérons un cycle de Rankine, sans surchauffe : [3]

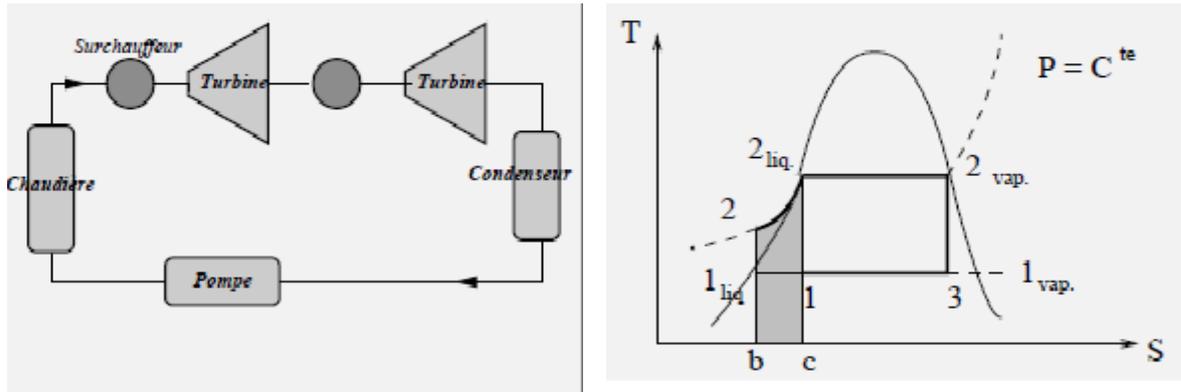


Figure 06 : cycle avec soutirage

I. 3.2. - Classification des turbines à vapeur :

Les turbines à vapeur peuvent être des turbines à action ou à réaction. Dans les turbine à action, la vapeur se détend uniquement dans des tuyères fixées dans un diaphragme fixe, ou bien fixées directement dans l’enveloppe ou corps de la turbine, et la pression de la vapeur reste ensuite constante dans les canaux compris entre les ailettes motrices.

Dans les turbines à réaction, la vapeur se détend en partie dans les tuyères et en partie dans les canaux des ailettes motrices. La thermodynamique nous apprend que la transformation de l’énergie calorifique en une énergie mécanique est représentée par la relation suivante :

$$L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2) \text{kJ/kg}$$

Avec : i_1 , i_2 (respectivement) enthalpie de la vapeur à l’entrée et à la sortie de chaque étage, ou bien de l’ensemble de la turbine, en kcal/kg ;

$A = \frac{1}{4} 1868$ équivalent thermique de l’énergie mécanique, en kcal/kJ ou $\frac{1}{4} 186,8$ kcal/joule.[2]

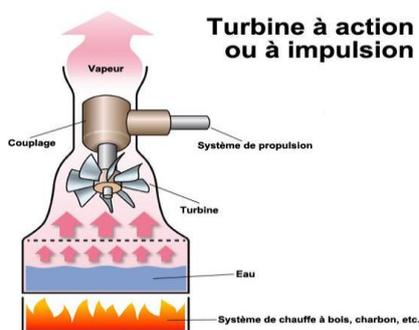


Figure 07 : turbine à action

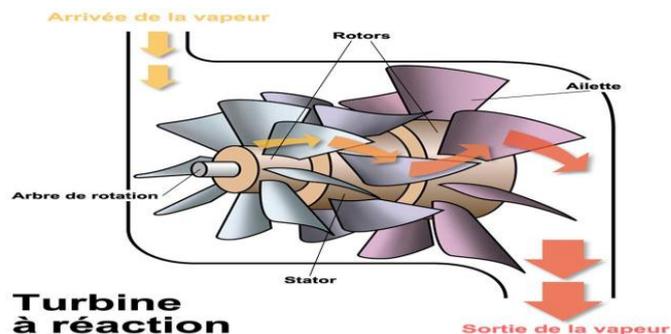


Figure 08 : turbine à réaction

I. 4. Principe de fonctionnement :

La vapeur admise dans la turbine par la vanne d'admission est détendue dans une tuyère ou sur une rangée de tuyères en parallèle (appelée distributeur ou aubages fixe).

A la sortie de la tuyère la vapeur est animée d'une très grande vitesse (quelque fois supérieure à la vitesse du son). Elle vient alors frapper les ailettes d'une roue qu'elle entraîne en rotation en lui cédant une partie de l'énergie cinétique qu'elle possède.

A la sortie de l'ensemble mobile la vapeur est évacuée par la tubulure d'échappement.

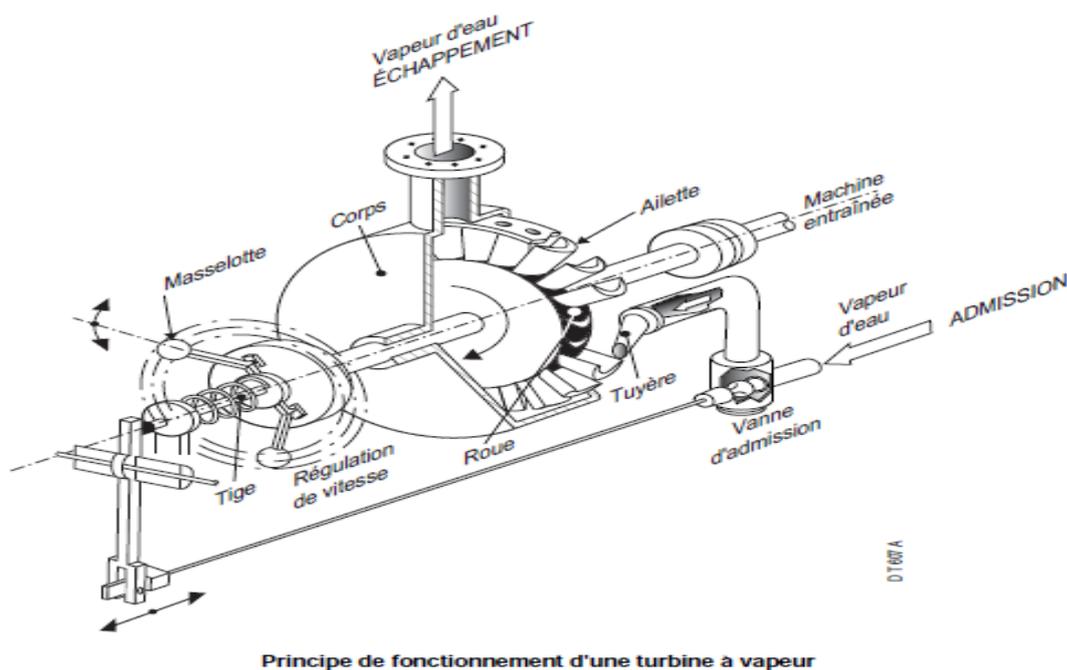


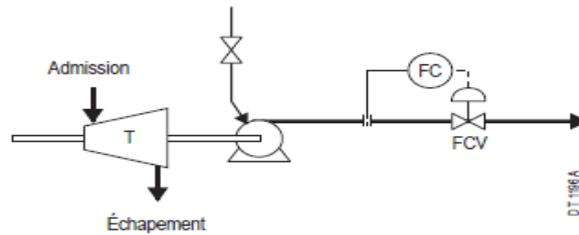
Figure 09 : Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur

A vitesse constante la puissance fournie par la turbine et étagée à celle consommée par la machine entraînée.

Toute variation de puissance consommée entraîne une variation de la vitesse de rotation si l'on ne modifie pas la puissance motrice de la turbine

Application :

A même position de la vanne d'admission vapeur se passe-t-il si la vanne de régulation FCV débit se ferme partiellement ?



- La vanne de régulation
- Le débit
- La puissance consommée augmente
 diminue
- La puissance fournie est
- La vitesse de l'ensemble augmente
 diminue
- Le débit véhiculé par la pompe augmente
 diminue

On se rend compte que la turbine n'a pas de vitesse propre, elle peut très bien ralentir ou accélérer selon la puissance à transmettre.

Un système de régulation de vitesse de la turbine est donc à prévoir en :

- ❖ Détectant la vitesse de rotation ;
- ❖ Corrigeant la puissance motrice par action sur le débit vapeur stabiliser la vitesse et éventuellement, la ramener à sa valeur initiale.

Dans la turbine les plus simple, la régulation de la vitesse assurée par un dispositif masselotte articulées sur un couteau et qui repoussent une tige contre un ressort antagoniste. La position des masselottes, et donc de la tige, est fonction de la vitesse de rotation.

La tige commande par un jeu de leviers la vanne de régulation qui s'oppose plus ou moins au passage de la vapeur, ce qui permet de régler la puissance motrice de la turbine.

Un système de sécurité contre une survitesse.

En cas de dysfonctionnement du régulateur ou d'une brusque variation de charge, la vitesse de la turbine change. Si le ralentissement ne pose qu'un problème de production, une accélération pose un problème de sécurité très important car la résistance mécanique de la turbine ne lui permet pas de tourner beaucoup plus vite que sa vitesse nominale. A vitesse trop élevée, des éléments de la turbine se cassent et sont projetés sous l'effet de la force centrifuge contre le corps de la turbine. Si celui-ci ne résiste pas des morceaux de métal peuvent être projetés aux alentours.

Un système d'arrêt de la turbine par fermeture d'une vanne d'arrêt rapide est prévu en cas de dépassement de la vitesse limite (protection contre la survitesse). [4]

I. 5. Réalisation pratique et application :

La réalisation des turbines nécessite le recours à des aciers fortement alliés (Cr-Ni-V) pour résister aux contraintes thermiques, mécaniques (force centrifuge) et chimique (corrosion par la vapeur), voire aux alliages de titane. Les deux premières contraintes limitent le diamètre et donc le débit admissible aux derniers étages. Ainsi des aubes de plus d'un mètre de longueur posent déjà de sérieux problèmes de réalisation. De plus, l'hétérogénéité radiale des vitesses impose une incidence variable de l'aube qui présente alors une forme gauchée dont l'usinage est complexe et dont les contraintes mécaniques limitent la bonne tenue.

En pratique la température est limitée à 550 ou 580 °C et le maximum mis en œuvre est de 650 °C. La pression est de l'ordre de 180 bars et atteint 250 bars pour les installations supercritiques.

De ce fait, les turbines de forte puissance comprennent généralement sur un même axe (disposition tandem compound) :

Une turbine haute pression,

Plusieurs (2 ou 3) turbines basse pression avec soutirages.

Il est ainsi possible d'atteindre des puissances de plus de 1 000 MW avec un rendement de cycle dépassant légèrement 40 %.

À l'autre extrémité, les plus petites turbines ont des puissances de quelques dizaines de kilowatts. Elles comprennent généralement un seul étage et servent à l'entraînement de machines dans l'industrie ou sur des navires. Entre les deux, existe toute une palette de

turbines plus ou moins complexes et adaptées à des usages industriels spécifiques (à soutirage, à contrepression, etc.).

Mais il existe également de nombreuses petites turbines équipant les turbocompresseurs des véhicules. Les plus petites turbines étant certainement les Turbines dentaires. [5]

- ✓ Les applications des turbines à vapeur sont nombreuses et variées. Elles sont justifiées par la grande puissance massique de ces machines
 - Applications aéronautiques : turboréacteurs et turbomoteurs ;
 - Applications spatiales : turbopompes ;
 - Production électrique centralisée par unités de plusieurs centaines de MW ;
 - Production électrique décentralisée avec ou sans cogénération et/ou cycles combinés.
- [6]

I. 6. Domaine d'application des turbines à vapeur :

- ❖ Le secteur industriel (chimie, papier, carton agroalimentaire, sidérurgie).
- ❖ Une production importante de la chaleur et peu d'électricité. [7]

I. 7. Limites techniques et avantages :

- **Avantage :**
 - Convient à tous types de combustible ;
 - Très bon rendement global >0.85 ;
 - Coût d'entretien modique ;
 - Durée de vie élevée ;
 - Possible d'effectuer des soutirages de vapeur à divers stades de détente pour les usages thermique. [8]
- **Inconvénients :**
 - Très faible E/Q ;
 - Investissement élevée ;
 - Charge changer les comportements ;
 - Possibilités de panne complète mécanique. [7] [8]

I. 8. Conclusion :

Cette étude a permis de bien comprendre les composantes et le fonctionnement de la turbine à vapeur.

Chapitre 02

II. 1. Introduction :

Le turbocompresseur 103J est le plus grand, et le plus puissant des machines tournantes, c'est un équipement stratégique, considéré comme le cœur de l'unité ammoniac, son arrêt provoque l'arrêt de l'unité et la petite perturbation de son fonctionnement influe directement sur le procès.

Son rôle est de refluer le gaz de procès parvenant du méthanateur 106.D à la pression désirée pour la réaction de conversion d'ammoniac.

Nous allons à travers ce chapitre détaillé la conception et le fonctionnement de ce turbocompresseur, ainsi que tous les circuits annexes afin d'avoir une idée très claire pour pouvoir déterminer ce limites de fonctionnement.

II. 2. Rôle et importance de la section :

II. 2.1. Turbine 103JT-HP/BP :

Les turbines à vapeur du compresseur de gaz synthèse entraînent le compresseur de gaz de synthèse 103J.

Les deux turbines (sur un seul arbre) se situent au deuxième niveau du bâtiment des compresseurs directement à l'ouest de la salle du contrôle. La section se limite de la vanne d'isolement de la vapeur HP d'alimentation jusqu'à la vanne d'isolement dans la conduit de condensât utilités.

Les turbines 103JT-HP/BP sont nécessaires pour entraîner le compresseur de gaz de synthèse. En cas d'arrêt, la boucle de synthèse sera dépourvue d'alimentation et la production d'ammoniac s'arrêtera.

II. 2.2. Compresseur :

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 à maintenir le gaz de synthèse à une pression suffisante pour permette la circulation dans l'équipement de la boucle de synthèse.

Le compresseur 103J se situe au deuxième niveau du bâtiment des compresseurs directement à l'ouest de la salle de contrôle.

Le gaz de synthèse de la section reforming (méthanation) 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 de compresseur de gaz synthèse, la réaction dans le convertisseur d'ammoniac est impossible donc l'arrêt de la section suit tout déclenchement du compresseur.

II. 3. Description du turbocompresseur 103-J :

Le turbocompresseur de gaz de synthèse 103-J est composé de quatre parties :

Une turbine Haute Pression « HP » pour entraîner en rotation le compresseur BP.

Une turbine Basse Pression « BP » pour accélérer la rotation et atteindre.

Vitesse nécessaire du compresseur ; elle est alimenté par la turbine « HP ».

Une compresseur basse pression « BP » pour augmenter la pression de gaz de synthèse jusqu'à 63 bars « première niveau », et comportant 09 étages de compression entraîné par la turbine « HP ».

Une compresseur haute pression « HP » pour augmenter la pression du gaz jusqu'à 150 bars « Deuxième niveau », et comportant 8 étage de compression entraîné par le compresseur BP.

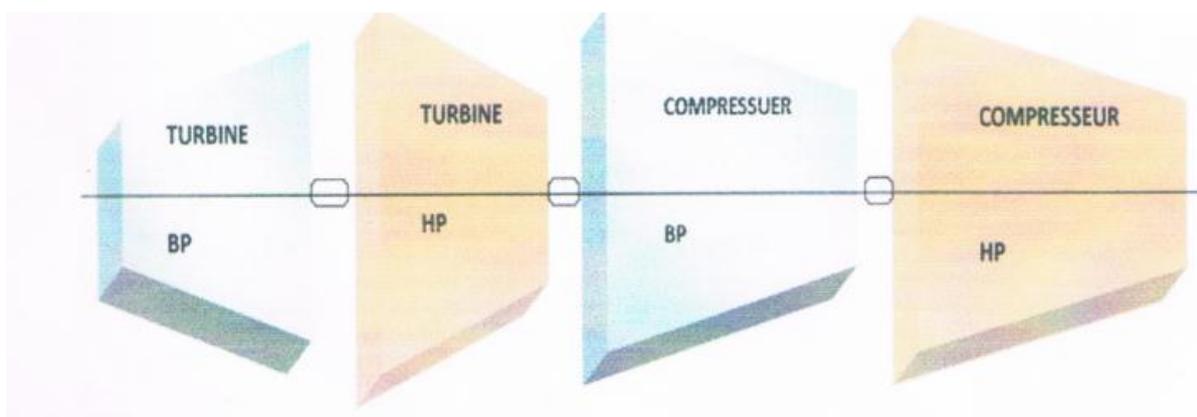


Figure 10 : les quatre parties du turbocompresseur 103-J



Figure 11 : Vue du turbocompresseur 103-J

Pour avoir une idée sur la grandeur de cet équipement, la figure donne un aperçu sur la taille par rapport à un technicien de maintenance sur site. La figure montre l'installation en cours de maintenance avec ouverture des différentes parties et une vue sur les différents rotors mis en place.



Figure 12 : ensemble (turbine à vapeur + compresseur centrifuge)

II. 4. Turbine :

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau (T. hydraulique) ou le gaz (vapeur, air, gaz de combustion) pour faire tourner un arbre solidaire des pales de turbine. Dans le cas de FERTIAL, les turbines sont le siège de la détente de gaz chauds et comprimés comme indiqué dans le manuel opératoire (6)

II. 4.1 Turbine (103-JBP, 103-JHP) :

Elles représentent la source d'énergie pour le compresseur 103-J. la détente de la vapeur haut pression, venant de la surchauffeur avec une pression de 101.2 bars et 440°C provoque la rotation de la première turbine qui entraîne le compresseur du gaz de synthèse devant tourner à 10 343 tr/min.

Une partie de vapeur s'échappant de cet étage est évacuée dans le collecteur de vapeur moyenne pression. L'autre partie de vapeur alimente la seconde turbine 103-JBP pour augmenter la puissance transmise au compresseur (la puissance totale des 2 étapes s'élève à 15.021KW).

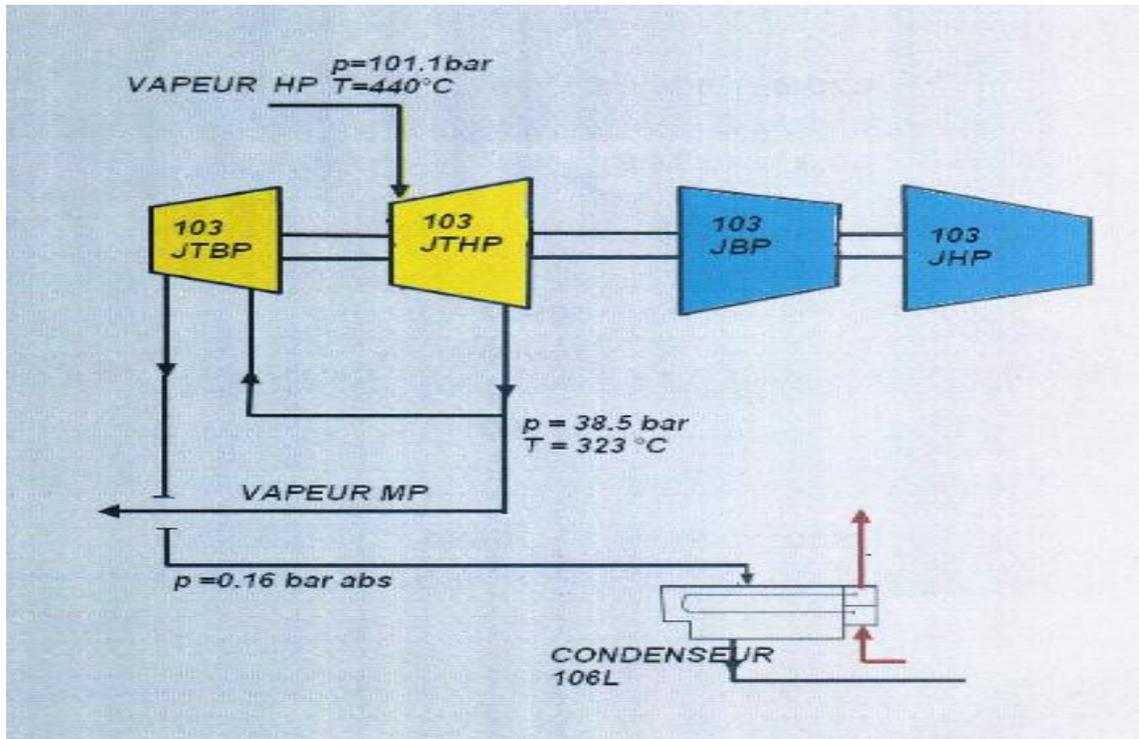


Figure 13 : circuit vapeur (turbine 103JT HP et BP)

La vapeur s'échappant du deuxième étage est refoulée vers le condenseur à surface 106-L, à une pression de 0.16 bars. La pression d'échappement permet à la turbine basse pression d'absorber plus d'énergie de la vapeur, que si l'évacuation de vapeur s'effectuait à la pression atmosphérique. La vapeur de la deuxième turbine se condense dans le condenseur principal par échange de la chaleur avec l'eau de mer de 27°C . Ce condensât est évacué par les pompes 105-J/JS dans le collecteur de condensât.

A. 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

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

- Pression de vapeur vive, normale : 102 bareff
 - 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 ff
- Capacité d’aspiration : env. 260 t/h
- Température maximale admissible de la vapeur
 - Epuisée : 470°C

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

- Pression de vapeur vive, nominale : 39.3 bar eff
 - Maximale : 44.5 bar eff
- Température de vapeur vive, nominale : 320°C
- Pression nominale : 0.16 bar eff
- Pression e vapeur épuisée, nominale : 1.4 bar eff
- Capacité d’aspiration : env. 21 t/h
- Température maximale admissible de la vapeur épuisée : 120°C



Figure 14 : Photos des turbines (103-JBP, 103-JHP)

II. 5. Compresseur :

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

II. 5.1 Compresseur : 103-JBP/HP :

Le gaz de synthèse purifiée venant du séparateur 104F, est introduit dans basse pression du compresseur gaz de synthèse 103-J à 24,6 bars et 38°C ou il est comprimé jusqu'à 63bars et 187°C. La chaleur crée par la compression est éliminée en faisant passer la gaz comprimé dans les échangeurs 136°C, par la charge du méthaniser, dans le réfrigérant intermédiaire 116°C, par la suite dans le réfrigérant intermédiaire du compresseur 129°C, et le gaz de synthèse.

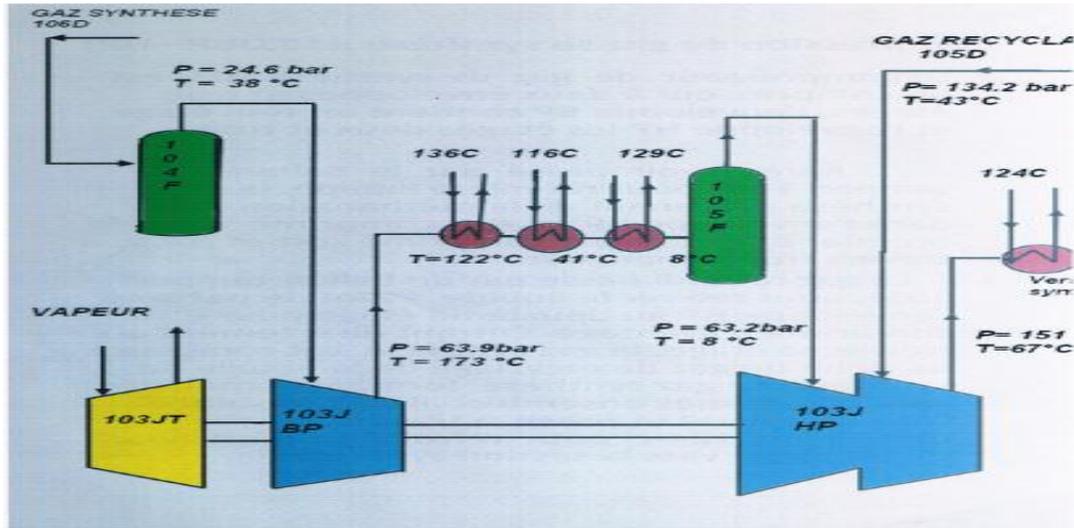


Figure 15 : Compresseur de gaz de synthèse 103J

Le gaz refroidi à 8°C passe d'abord par le séparateur 105F, avant d'être aspiré par le deuxième étage du compresseur avec le gaz recyclé venant de la réaction de synthèse de l'ammoniac à une pression de 134 bars et une température de 42°C.

Le mélange de gaz refoulés du deuxième étage à 150 bars et une température de 74°C est refroidi à l'eau jusqu'à 35°C dans l'échangeur 124°C, puis il est divisé en deux courants :

- ❖ Un courant est refroidi à -9°C dans l'échangeur 120°C, et par le gaz qui sort du ballon de séparation 106F, à 23°C.
- ❖ L'autre courant est refroidi jusqu'à 19°C dans l'échangeur 117°C, par échange avec l'ammoniac à 13°C puis jusqu'à -2°C dans l'échangeur 118°C, par échange avec l'ammoniac à -7°C.

Le mélange des deux courants qui donne une température de -6°C est soumis à un dernier refroidissement à -23°C dans l'échangeur 119C, par échange avec l'ammoniac à -33°C.



Figure 16 : Photos des compresseur BP et HP.

II. 6. Principe de fonctionnement du turbocompresseur 103-J :

II. 6.1 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 l'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. 6.2.Fonctionnement de compresseur :

L'air s'écoule par des tuyères d'aspiration vers le première étage de la basse pression à 25.6 bas 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 ($T=70^{\circ}\text{C}$, $P=150^{\circ}\text{bars}$).

II. 6.3 Caractéristiques technique de compresseur : 103-JBP/HP :

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 de refoulement	187°C
○ Vitesse maxi	11000 tr/ min
○ Nombre de roues	9
○ Débit gaz normal	46.837 /h

B. Caractéristiques du compresseur Haute Pression :

○ Pression d'aspiration	63.4°C
○ Température d'aspiration	8°C
○ Pression entre intermédiaire	134 bars
○ Température entre intermédiaire	43.0°C
○ Pression air refoulement	150 bars
○ Vitesse de rotation	10.343 tr/min
○ Puissance d'entraînement	17.709Kw
○ Température de refoulement	74°C
○ Vitesse maxi	11000tr/min
○ Nombre de roues	8
○ Poids	10800 kg
○ 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

II. 7. Les systèmes annexes du turbocompresseur :

II. 7.1 Système de lubrification :

L'huile de graissage est stockée dans 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 serpentin de réchauffage à vapeur.



Figure 17 : Réservoir de stockage d'huile

II. 7.2. Les pompes de graissage :

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

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

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.

Pa341 (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 18 : filtres d'huile et refroidisseur

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 LLP242 (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 compresseur et des turbines sont alimentés en huile de graissage. Des thermomètres 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. 7.3. Huile d'étanchéité :

Dans le procédé, les opérations suivantes ont lieu :

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 huile d'étanchéité. La pompe principale est entraînée par une turbine à vapeur MP. La pompe auxiliaire de 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 dans chaque conduite de refoulement.



Figure 19 : pompe huile d'étanchéité



Figure 20 : turbine à vapeur MP

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.

La différence entre la pression de référence d'huile d'étanchéité et pression en aval des vannes 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 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 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 P2 26 et 217.

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

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

L'huile d'étanchéité s'écoule es collecteurs d'alimentation vers les garnitures des sections HP et BP du compresseur, puis vers collecteur 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 collecteur d'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 le gaz à l'atmosphère.

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

II. 8. Conclusion :

Dans ce chapitre nous montrons le rôle et l'importance du turbocompresseur 103J dans l'unité ammoniac avec sont différentes composants.

Chapitre 03

III. 1. Introduction :

Les paliers sont des organes de machine utilisée pour guider les arbres en rotation. Deux grandes familles de paliers existent : les paliers lisses et les paliers à roulement. Dans ce chapitre nous avons jugé utile de présenter une étude sur les deux types de palier.

III. 2. Définition des paliers :

Les paliers sont des composantes mécaniques conçues pour soutenir les axes. Ils assurent le mouvement libre et la position dans l'espace des arbres et des essieux et en même temps reprendre les charges qui agissent sur eux et les transmettre à la partie fixe de la machine.

Les paliers comportent deux parties principales :

Le corps de palier : qui constitue le bâti et le support pour le coussinet;

Le coussinet : est réalisé en fonte ou en acier moulé et leur surface intérieure est recouverte de métal antifriction dans lequel sont aménagées des rainures pour la distribution de l'huile de graissage. C'est l'organe d'appui.

III. 2.1. Classement des paliers :

Les paliers sont classés selon de contact du palier avec l'arbre, on distingue :

- **Paliers à glissement** : réalisant le contacte face à face des cylindre de l'arbre et du palier.
- **Palier à roulement** : réalisant le contacte en roulement par contact ponctuel ou linéaire des éléments par l'intermédiaire, soit des billes, ou des rouleaux.

Ils sont également classés selon la direction de la force par rapport à l'arbre, on distingue

- **Les paliers radiaux (coussinets)** : lorsque la charge est radiale.
- **Les paliers axiaux (butées)** : lorsque la charge est axiale.

III. 2.2. Les paramètres caractérisant un palier :

Les paramètres caractérisant un palier sont :

- Les paramètres géométriques (forme et dimension).
- Les paramètres cinématiques et dynamique (vitesse de rotation,
- Les caractéristiques du lubrifiant (viscosité, masse volumique).
- Choix des matériaux du palier et de l'arbre.

III. 3. Palier lisse :

Les surfaces en regard sont séparées par un film d'huile, dans ce type de palier il existe des :

Paliers hydrostatiques : le d'huile produit par une pompe.

Paliers hydrodynamiques : le film d'huile est généré par le mouvement de l'arbre.

III. 3.1. Caractéristiques :

Paliers adaptés aux petites vitesses et aux charges lourdes.

- Silencieux et adaptés à de grands couples de transmission.
- Résistant à l'usure même sous des charges élevées.
- Compact, de structure simple, donc bas prix de revient.
- Grande précision, ils sont adaptés aux machines-outils ou aux appareils de mesure.
- Mesure, exigeant une haute précision.

III.3.2. Avantages des paliers :

- Insensibles aux chocs et aux vibrations à cause de leurs grandes surfaces.
- Insensibles à la poussière (ne nécessitent pas d'étanchéité)
- Silencieux (séparation des deux pièces par le film d'huile)
- Durée de vie illimitée dans le domaine du frottement liquide.
- Assurer leur position dans l'espace.
- Amortir les efforts en service et les transmettre aux fondations.

III.3.3. Inconvénients des paliers lisses :

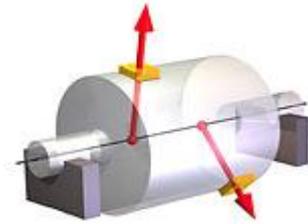
- Grand moment résistant au démarrage (contact métal -métal).
- Consommation élevée pour la lubrification.
- Surveillance permanente.
- Rendement faible (perte par frottement).

III.3.4. Les défaillances des paliers lisses :

Les défaillances des paliers lisses résultants de :

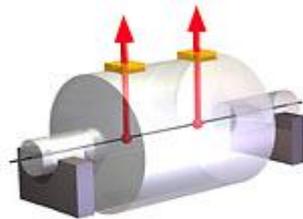
- Des charges importantes supportées par ces paliers ; charges souvent males réparties.
- De flexion de l'arbre.
- D'un mauvais alignement des machines dans des lignes de paliers.
- D'excitation vibratoire dues aux :

- Balourds mécaniques.



Balourd mécanique

- Balourds hydrodynamique ; lorsque un liquide est entraîné en rotation, un tel balourd peut être statique ou dynamique tourne à une vitesse différente de l'arbre.



Balourd statique.

- Aux effets de raideurs et amortissements des matériaux, d'huile
- Au frottement sec lié à l'absence d'huile momentanée ou définitive.
- Aux vibrations créées par d'autres machines.

III.3.5. Les défauts affectant les paliers lisses :

Les défauts (incidents) qui surgissent au niveau des paliers pourront résulter de :

- ❖ De l'échauffement de l'huile avec les problèmes de dilatation qui en résultent.
- ❖ Risque de serrage et de destruction du palier.

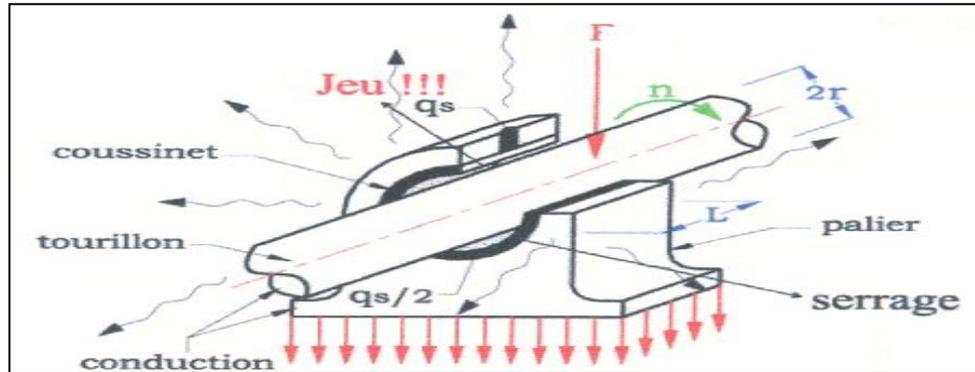
III.3.5.1 Causes des vibrations des paliers lisses :

Les vibrations des paliers lisses proviennent du jeu excessif dans le palier causé soit par :

- Le frottement
- L'érosion chimique.

- Un mauvais serrage mécanique ou des problèmes de lubrification.

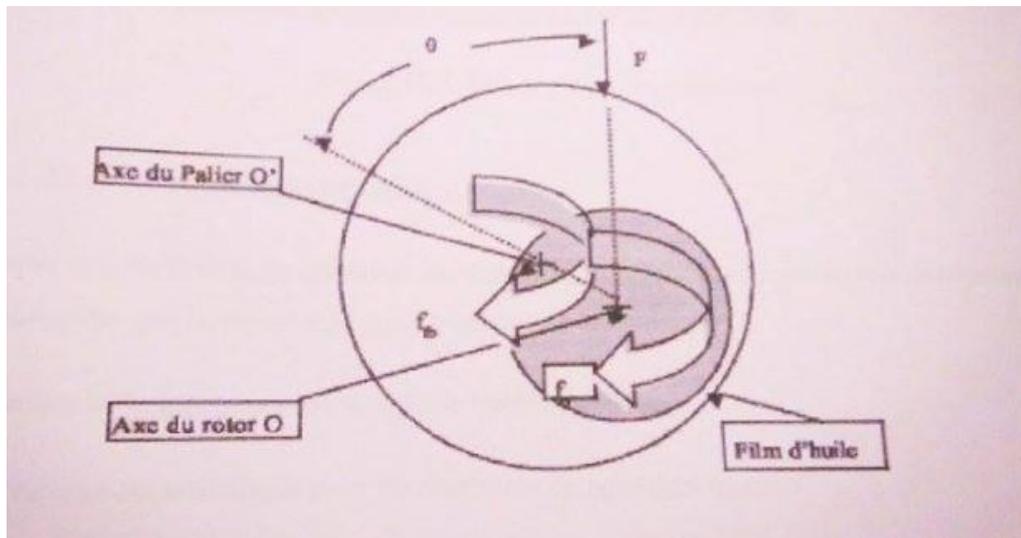
III.3.5.2. Effet de jeu de palier :



Effet du jeu de palier

- Un jeu excessif dans un palier fluide peut avoir comme effet un léger déséquilibre, un problème de lignage, un desserrage ou un choc mécanique.
- Les problèmes de frottement dans un palier peuvent être détectés en comparant les amplitudes de vibration horizontale et verticale.
- Dans des conditions normales, les machines qui sont boulonnées fermement sur un socle rigide montrent habituellement un niveau d'amplitude de vibration légèrement plus élevé dans la direction horizontale que dans la direction verticale.
- Lorsque l'amplitude de vibration dans la direction verticale apparaît excessive en comparaison avec la direction horizontale, on peut alors soupçonner un problème de palier lisse subissant du frottement.

III.3.5.3. Phénomène de tourbillonnement :



Le phénomène de tourbillonnement d'huile survient lorsque le rotor qui tourne sur lui-même autour de son axe O à la vitesse de rotation f_{ro} , se met à tourner dans le palier à une vitesse f_{fb} autour de l'axe du palier O' . Si une perturbation survient qui modifie la position d'équilibre du rotor, l'huile remplit la place rendue libre, augmentant la pression du film initiale. La variation de la force de pression du film peut alors provoquer la rotation de l'arbre dans le palier à la vitesse f_{fb} .

III.3.5.4. Identification du problème de tourbillonnement :

Le problème de tourbillonnement d'huile est facilement identifiable puisque il apparaît à la fréquence de tourbillonnement f_{fb} qui est inférieure à la fréquence de rotation du rotor. La fréquence théorique de tourbillonnement est la moitié de la vitesse de rotation du rotor f_{ro} , en pratique, f_{fb} varie entre 0.4 à $0.49 f_{ro}$, en raison des frottements.

III. 4. Coussinets :

Le métal placé à la partie du palier à glissement mise en contact direct avec l'arbre est appelé coussinet.

Les coussinets sont composés d'une coquille en fonte ou en acier à l'intérieur est coulée une couche mince d'un métal antifriction (faible coefficient de frottement) et à une teneur à l'usure appréciable, mais surtout ils sont assez doux pour ne pas endommager l'arbre.



Image réelle des coussinets

III.4.1. Choix des matériaux du coussinet :

Le choix des matériaux du coussinet est déterminé par les conditions de fonctionnement et des exigences telles que la valeur et le type de charge.

La température de fonctionnement, type de lubrification etc.

Les propriétés sont souhaitées pour les matériaux de coussinet sont :

- Bonne capacité de rodage et d'insertion.
- Bonne conductibilité thermique.
- Résistance à la corrosion.
- Bonne adhésion à d'autres matériaux.
- Insensible à la arrêtes.

Dans le régime onctueux, lors du démarrage et du ralentissement le matériau du coussinet doit présenter une bonne propriété de fonctionnement d'urgence, c'est-à-dire tendance au grippage, une bonne adhésion au lubrifiant et un faible coefficient de frottement.

Selon les propriétés des matériaux des coussinets, on donne les différents types de matériaux :

- ✓ Métal blanc il s'accommode facilement et ne provoque pas de grippage, le métal est destiné surtout au revêtement.
- ✓ Bronze (bronze industriel). Présente d'excellentes tenues à la corrosion, à l'usure et à la fatigue.
 - Bronze phosphoré.
 - Bronze au plomb.
 - Fonte.

Les facteurs affectant la détérioration de la performance du T.C 103J sont :

Les particules qui s'écrasent sur les différentes parties de la turbine à vapeur.

Les particules dures ont pour conséquence une érosion des parties métalliques et leur encrassement :

Poussière, la boue, sable, la rouille, cendre, charbon.

Les particules molles ont pour conséquence l'encrassement : huile, suies, pollen, hydrocarboné. Elles adhèrent sur les parois annulaires et sur les ailettes.

L'encrassement a pour conséquence la dégradation du débit de l'écoulement à pression constante, du rendement et de la performance de la machine pour 75%.

Cette baisse de performance résulte (provient) de :

La modification de l'épaisseur d'ailette augmentation de la rugosité de surface.

La réduction de la perméabilité des roues fixes et rotatives.

N.B : il est nécessaire de laver régulièrement l'intérieur de la machine pour éliminer cet encrassement.

Chapitre 04

IV. 1. Introduction :

Dans cette phase du pré-diagnostic, nous essayons d'identifier probablement les modes de défaillances qui affectent la ligne d'arbre à P.F.D et les facteurs qui influent sur la détérioration de la performance du turbocompresseur 103JT, soumis à la surveillance one-line et off-line, ensuite, nous essayons de les affiner avec une fiabilité accrue et efficacité dans la phase du diagnostic qui sera formulée et étudiée ultérieurement.

Pour cela, on fait appel à quelques outils graphiques très puissant permettant de nous donner chacun des informations précieuses et complémentaires sur les comportement dynamique en rotation de la ligne d'arbre à P.F.D sur également l'état de santé de l'ensemble de organes en rotation constituant l'équipement 103JT et cela dans le but d'obtenir un diagnostic performant, fiable, et efficace.

IV. 2. Etude du graphique des formes des modes de la ligne d'arbre 103JT dans les directions VRH, VRV, VA :

IV. 2.1. Etude du graphique des formes des modes dans la direction VRH par l'analyse L.B :

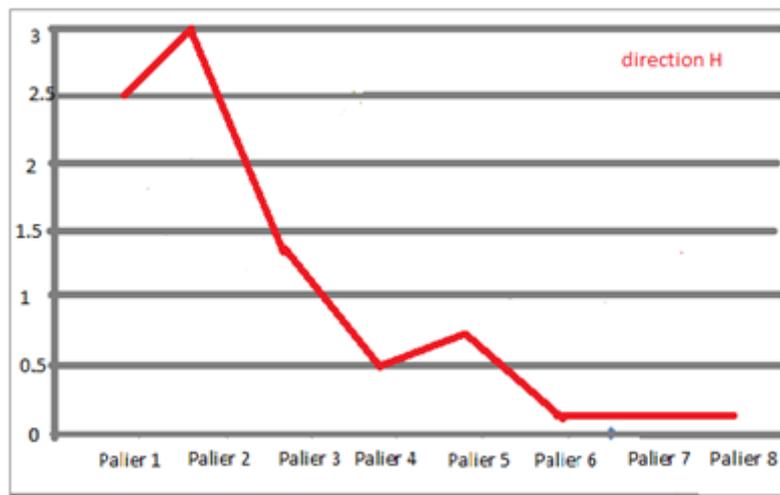
Un arbre en rotation possède plusieurs formes de mode issues soit de la vitesse critique, soit forcées induites par le fonctionnement.

La plupart des équipements industriels utilisant les axes relativement flexible, les arbres ont tendance à se déformer et à emprunter une forme sinusoïde le plutôt que rectiligne.

Les valeurs des énergies des vibrations prises dans la direction horizontale sont répertoriées dans le tableau suivant :

Palier	1	2	3	4	5	6	7	8
Amplitude Mm/s	2.5	3	1.4	0.5	0.72	0.19	0.18	0.13

Tableur 01 : les valeurs des énergies des vibrations dans la direction H.



Graphique des formes des modes dans la direction VRH

Le graphique ci-dessus indique ici que l'arbre vibre horizontalement avec une amplitude de l'arbre 3mm/s entre les paliers à P.F.D P1 et P2 de la turbine BP (basse pression).

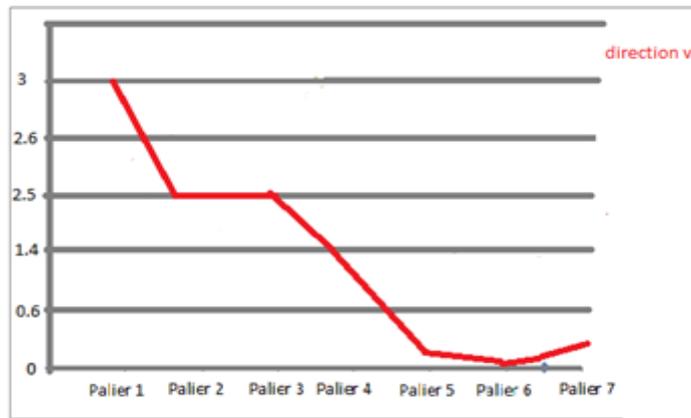
Cette forme de mode indique probablement un déséquilibre mécanique réel multi-plan ou une courbure naturelle de l'arbre entre les deux paliers. Même si l'origine profonde du défaut n'a pas pu être identifiée, il a été possible de localiser précisément certaines anomalies.

Ce phonomètre peut être représenté par l'excitation de la composante 1N, sur la signature vibratoire.

IV. 2.2. Etude du graphique des formes des modes dans la direction VRV :

Palier	1	2	3	4	5	6	7	8
Amplitude Mm/s	3	2.5	2.4	1.4	0.19	0.19	0.06	0.1

Tableur 02 : valeur des énergies des vibrations dans la direction V.



Graphique des formes des modes dans la direction VRV

Le graphique indique ici que l'extrémité gauche de l'axe possède une vibration verticale bien plus importante de l'ordre de 3mm/s que le reste de l'arbre. Cela signifie que le problème se limite à la partie arrière du moteur de la turbine de démarrage.

A la lumière de ces valeurs globales mesurées en valeurs absolues par le capteur P.Z.E le défaut semble provenir :

Soit d'un balourd déphasé.

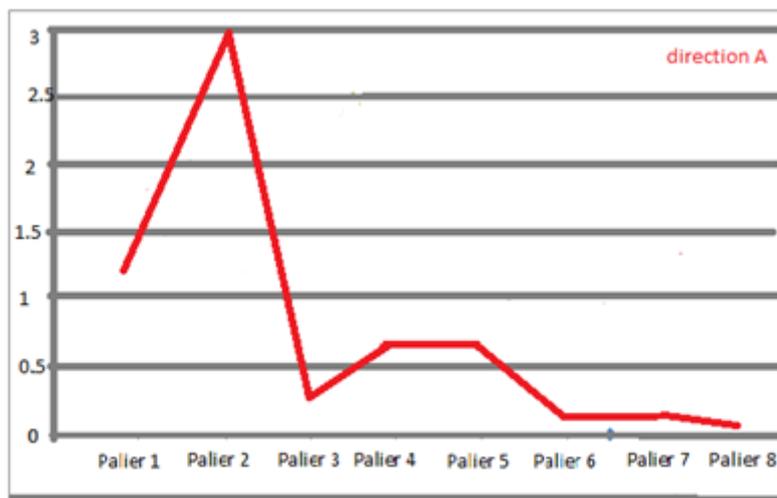
Soit d'une instabilité aérodynamique.

Soit des fixations desserrées ou pied arrière du moteur à cause des vibrations très violentes qui affectent l'arbre.

IV.2.3. Etude du graphique dans la direction VA :

Palier	1	2	3	4	5	6	7	8
Amplitude	1.3	3	0.3	0.75	0.70	0.1	0.10	0.09
Mm/s								

Tableur 03 : Valeur des énergies des vibrations dans la direction A.



Graphique dans la direction VA :

Ce graphique met en évidence la déformation de l'arbre en rotation de la machine (la turbine BP) entre P1 et P2 par la technique de l'inspection visuelle.

Autrement dit que l'arbre vibre fortement dans la direction axiale avec une amplitude de 3mm/s. cette déformation de l'arbre provient probablement d'un déséquilibre mécanique réel multi-plan.

Il est important de savoir qu'un arbre déformé donne lieu soit à un balourd, soit à un mauvais alignement, soit aux deux.

IV. 3. Conclusion :

La connaissance précise des formes des modes :

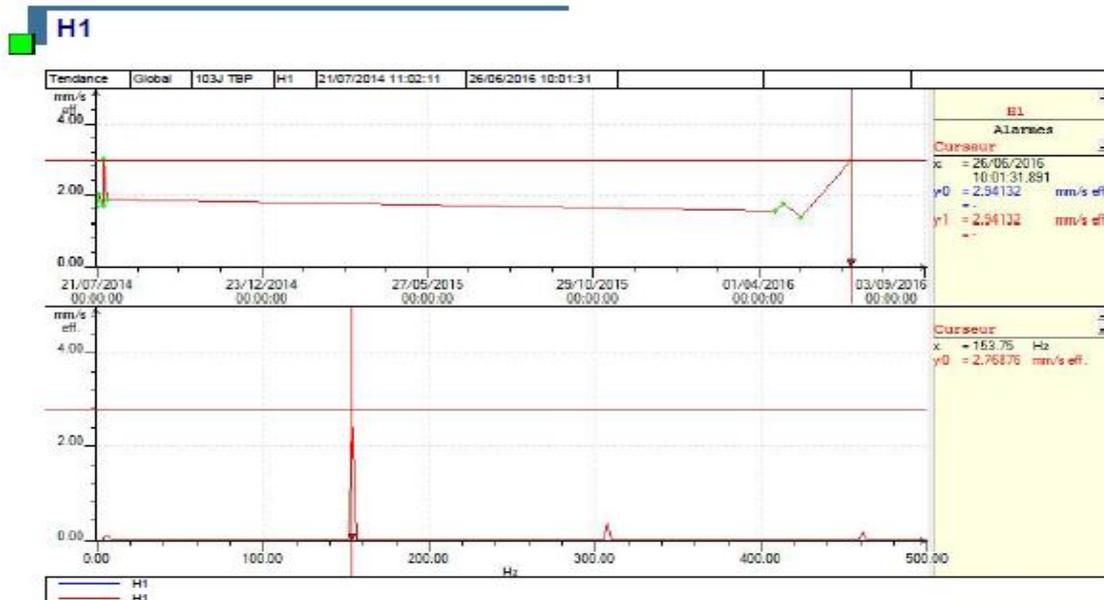
Comment elles prennent naissance et

Comment elles apparaissent sur la signature permet de mieux comprendre les conditions de fonctionnement de la turbine BP et HP de même qu'elle rend plus facile et bien plus précis la détection. Des défauts.

En conclusion, cette méthode constitue une aide très précieuse pour obtenir et améliorer l'identification des dysfonctionnement car elle met en évidence le suivi d'évolution des énergies le long de la ligne d'arbre soumise à la surveillance one-line.

IV. 4. Etude de graphique (ou histogramme d'évolution) de l'indicateur scalaire $V_{t\text{eff}}$ ou RMS sur une plage fréquentielle (0-1000Hz) :

L'évolution dans le temps d'un indicateur scalaire se représente par un diagramme : appelé histogramme d'évolution ou courbe de tendance.



Courbe de tendance turbine BP direction H.

Le diagramme ci-dessous représente l'évolution de l'indicateur scalaire $V_{t\text{eff}}$ ou RMS sur une plage basse fréquence mesuré sur le palier CA (P2) d'une turbine BP selon trois directions radiales orthogonales.

Outre cela, la courbe de tendance est très riche en information utilise puisqu'elle se caractérise par l'étude du profile et recherche de l'existence des points d'inflexions.

Pour le cas de la T.B.P, la courbe de tendance H1 tracée met en évidence :

- ❖ Un profil très linéaire de la date 21-07-2014 au 03-09-2016, ensuite :
- ❖ Un profil à dents de scie du 04-04-2016 au 02-06-2016.

Ce profile se situe au-dessous seuil de la C.T du type alarme prédéterminé par la moyenne arithmétique (ou l'écart type) des dernières mesure. Qui est de l'arbre 3mm/s.

- Les trois points d'inflexions qui apparaissent en :

- Date du : 04-04-2016.
- Date du 15-05-2016.
- Date du 02-06-2016.
- Date du 15-08-2016.

Maintenant, si on étudie le cas de la T.B.P d'après les caractéristiques (profil, point d'inflexions) de la courbe de tendance, on peut évoquer ce qui suit :

1. En date du 21-07-2014 : 04-04-2016 l'arbre est affecté d'un déséquilibre mécanique réel monoplan, suivi d'une déformation du rotor car durant cette période bien précise, le profil de la C.T est linéaire.
2. En date du 04-04-2016 : 02-06-2016 le profil de la C.T a changé et devient un profil dents de scies.

Ainsi, cette situation traduit clairement l'existence d'un déséquilibre mécanique réel biphasé, suivi d'une déformation de l'arbre plus complexe (deuxième mode de forme) la présence de ce mode de forme sur la ligne d'arbre donne naissance au phénomène du désalignement entre la T.B.P et T.H.P.

La fréquence de vibration de ce phénomène est deux fois la fréquence de vibration de rotation (2N). Un défaut qui reste à vérifier ultérieurement dans la phase du diagnostic pas l'analyse spectrale.

3. L'existence des trois directions d'inflexions sur la C.T montre clairement un relâchement ensuite une augmentation des contraintes due à un réseau de force centrifuges.

Cette situation est le signe caractéristique de l'ablation ou cassure des aubes de la T.B.P.

4. Une étude approfondie de la C.T d'après la vitesse d'évolution des contraintes affectant la ligne d'arbre, on déduit que le pourcentage au taux de diminution et d'augmentation (fluctuation) des trois points d'inflexions dépasse 50% par rapport à la valeur précédente. Cette situation certifie l'existence d'une aggravation d'anomalie et même la dégradation de quelques organes. (Rupture, fissure des aubes).

IV. 4.2. Conclusion :

La pratique de la C.T portant sur le suivi d'évolution d'une indicatrice scalaire vitesse efficace ou RMS (rootmean square) dans le temps dans la formulation de la phase du pré-diagnostic permet de mieux comprendre le comportement dynamique en rotation de la ligne d'arbre et comment les défauts potentiellement lourdes de conséquences tels que : déséquilibre multi-plan, un désalignement du deuxième mode de forme etc.... prennent naissance, leurs vitesses de dégradation avec laquelle évolution.

En résumé, on peut certifier que cet outil graphique est très fiable et constitue une aide très précieuse dans le diagnostic des défauts exacts affectant la ligne d'arbre du T.C.103JT.

IV. 5. Graphe de la déformée de la ligne d'arbre par l'étude des vibrations critique de torsion :

Les vibrations de torsion sont superposées au mouvement de rotation de l'arbre. Dans le cas des turbine à vapeur il est classifiée d'avoir une ou plusieurs vitesses critique de torsion.

Lorsque la vitesse de rotation de l'arbre doit se déplacer sur une longue plage de vitesse, il est nécessaire de connaître :

Les fréquences des vibrations d'un niveau élevé.

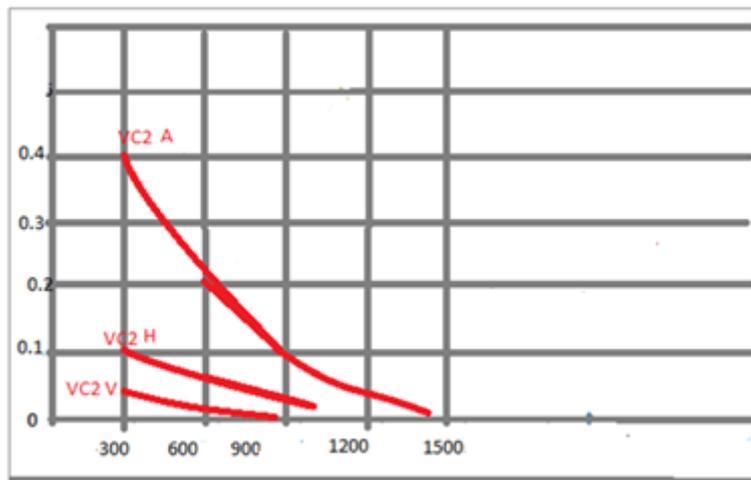
Les conditions d'apparition de ces vibrations.

La réaction de différentes composantes à les excitations.

La vitesse W de l'arbre de la turbine croît (augmente) jusqu'à la survitesse (vitesse critique de torsion), vitesse à partir de laquelle, il y'a risque d'éclatement des rotors et du volant de l'arbre de la turbine 103J.

Lorsque cette vitesse est atteinte, normalement un automate ferme l'admission de la vapeur sur la turbine, annule aussi le couple moteur C_m de la turbine.

Une bonne attention particulière doit être portée au bon fonctionnement des vannes d'admission de la vapeur et à l'automatisme du déclenchement de ces vannes.



Graphique de la vitesse critique palier 03 (diagramme de BODA)

Ce signal est délivré par un capteur P.Z.E placé C.A sur le palier 3 de la turbine T.H.P et analysé sur une plage tachymétrie que de [0-1500] Tr/min.

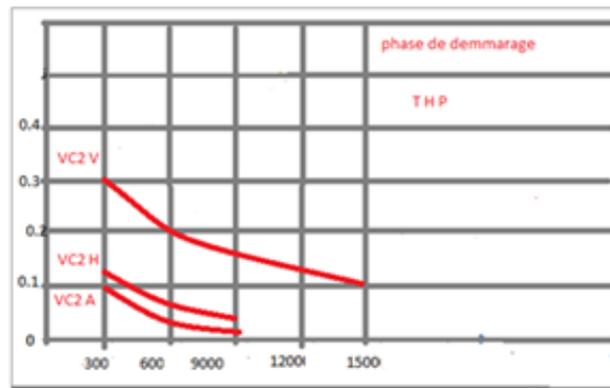
Ce diagramme donne l'évolution de l'amplitude associée à la vitesse critique 2 par rapport à un repéré tachymétrie de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation lors de la phase du démarrage.

Le passage de la vitesse critique (3000Tr/min) se traduit ici par une importante de l'amplitude de l'ordre de 0.4mm/s de l'arbre dans la direction horizontale, cette situation traduit clairement l'effet de gravité en combinaison avec le balourde monoplan résultant de la machine T.B.P.

En suit, le profil de la courbe Vc2 décroît sensiblement. Cette baisse traduit une baisse sensible du facteur d'amortissement de ce palier et vraisemblablement une augmentation des jeux de l'arbre dans ce dernier.

Outre cela, on remarque que sur le palier 3 apparait 2 vitesse critique de forte amplitude, cette situation traduit l'existence d'une fesseur sur l'arbre et il y'a risque d'éclatement du rotor. Ainsi le palier est instable et fonctionne à la vitesse critique fondamentale.

NB : dans ce graphique on constate que la vitesse critique n'apparait pas dans la direction axiale. Ceci dit que l'arbre ne présente aucune déformation.



Graphique de la vitesse critique palier 04 (diagramme de BODA)

Ce signal est délivré par un capteur P.Z.E place C.A compresseur 103J sur le palier 4 de la T.H.P et analysé sur une plage tachymétrique de [0-1500] Tr/min.

Ce diagramme donne l'évolution de l'amplitude associée à la V_c par rapport au repère tachymétrique de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation lors de la phase du démarrage.

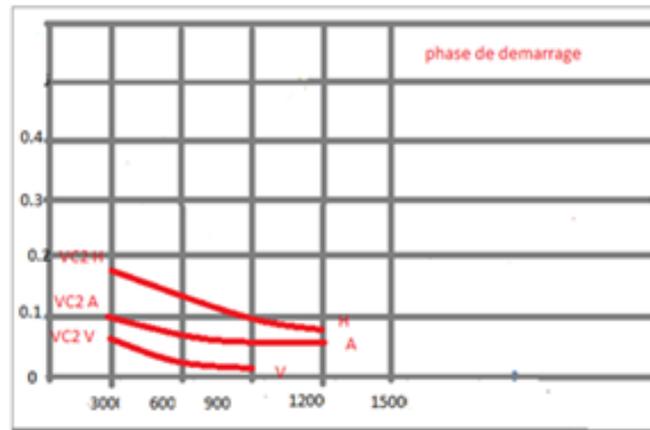
Le passage de la vitesse critique (3000) Tr/min met en évidence une importante amplitude de l'ordre de 0.3mm/s de l'arbre dans la direction verticale. Cette situation traduit clairement l'effet de gravité en combinaison avec le balourd déphasé, (multi plan) résultant de la machine T.B.P.

En suite le profil de la courbe tendance de l'indicateur V_c décreet sensiblement jusqu'au couplage au réseau 10800Tr/min.

Cette baisse traduit la diminution de facteur d'amortissement de ce palier P4 et probablement une augmentation des jeux de l'arbre dans ce dernier due à l'usure de palier.

Outre cela, on remarque que le palier 4 se caractérisé pas les vitesses critique dans les trois directions. Cette situation traduit clairement que l'effet de gravité est fortement en combinaison avec le déséquilibre mécanique réel et faiblement en combinaison avec la courbure non uniforme de l'arbre.

Ce graphique montre également qu'il y a existence de fuser au niveau du rotor et cela à long terme avec un fonctionnement à la vitesse critique de 0.2mm/s, il y'a un risque d'éclatement de ce dernier.



Graphique de la vitesse critique palier 05 (diagramme de BODA)

Ce diagramme dans l'évolution de l'amplitude associée à la V_c par rapport au repère tachymétrique de la composante d'ordre 1 à la fréquence lors de la phase du démarrage.

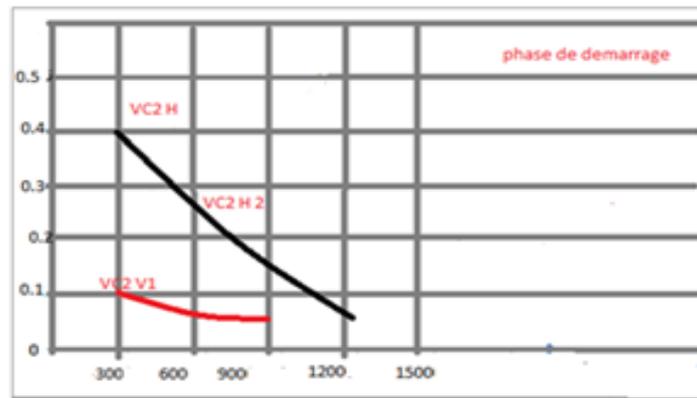
Le passage de la vitesse critique (3000tr/min) lors d'un démarrage se traduit par une importante compresse de l'ordre de 0.4mm/s de l'arbre dans la direction axiale.

Cette situation traduit clairement l'effet de gravité de cette vitesse critique en combinaison avec la déformation et la courbure non uniforme de l'arbre.

En suit le profil de la C.T de l'indicateur V_c fondamentale est logarithmique. La V_c décroît sensiblement jusqu'au couplage au réseau 10800Tr/min.

Cette baisse brutale traduit clairement la diminution de facteur d'amortissement de ce plier P5 car le pourcentage a dépassé 50% ici, on certifie que le jeu au niveau de palier existé à cause de son usure rapide.

Ce graphique montre également deux vitesses critiques respectivement de l'ordre 0.4mm/s et 0.2 mm/s, cette situation indique que le compresseur BP fonctionne à des vitesses critiques élevées avec l'existence du micro fesseur sur l'arbre et la risque d'éclatement de ce dernier (du rotor).



Graphique de la vitesse critique palier 07 (diagramme de BODA)

Ce diagramme donne l'évolution de l'amplitude associée à la V_c par rapport à un repère tachymétrique de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation lors de la phase de démarrage.

Le passage de la vitesse critique (3000Tr/min) se traduit ici par une amplitude de l'ordre de 0.18mm/s de l'arbre. Dans la direction horizontale. Cette situation est la caractéristique d'un effet gravité en combinaison avec le déséquilibre mécanique réel résultant de la T.H.P.

En suit, le profil de la C.T de la V_{c2H} (la plus prédominante par rapport à la V_{c2V} et V_{c2A}) et totalement logarithmique (la C.T décroît sensiblement).

Cette baisse traduit une diminution sensible du facteur d'amortissement de ce palier. Cette caractéristique est le signe de l'usure du palier PFD suivi d'une augmentation des jeux fonctionnels.

Outre cela, on remarque que sur le même palier apparaît deux vitesse critique d'amplitude 0.18mm/s et 0.1mm/s respectivement dans les directions horizontale et axiale.

Cette situation met en évidence l'existence d'une fesseur de l'arbre générée par le balourde et la courbure non uniforme de l'arbre.

Cette fesseur à la long terme lorsque le coup BP fonctionne à vitesse critique fondamentale N1 peut entrainer un éclatement du rotor et mette l'installation sur surveillance en péril.

IV. 6 conclusions :

En effet les processus d'évolution d'un défaut et les phases de dégradation d'une machine rotative sont trop complexes. Ils ne peuvent pas être représentés et analysés par l'évolution d'un seul indicateur mais celle d'un ensemble d'indicateurs.

Dans notre cas, on a fait appel à trois indicateurs significatifs (forme des modes, vibration en RMS, vitesse critique) et suivre leur évolution en temps réel dans le diapason B.L (bonde large).

Dans cette phase de pré diagnostic, on a essayé de mettre en relief l'intérêt pratique de corréler les évolutions de plusieurs indicateurs dans le cadre du diagnostic basé sur l'analyse vibratoire afin de pouvoir statuer sur la gravité de l'état de santé réel de cette classe de machine rotative à PFD.

Chapitre 05

V. 1. Introduction :

La surveillance des machines tournantes nécessite des stratégies de diagnostic sophistiqué pour cela on utilise dans ce chapitre le spectre fréquentielle

V. 2. L'analyse spectrale :

Parmi les techniques permettent la surveillance d'une machine tournante, l'analyse vibratoire est la plus utilisée en maintenance conditionnelle.

Elle nécessite d'analyser et de suivre l'évolution de spectre mesure en un ou plusieurs points de la machine.

V. 3. Caractéristique d'affichage d'un spectre :

Il est intéressant de connaître les caractéristiques d'affichage du spectre qui sont :

❖ **Le nombre de ligne** : cette valeur est choisie par l'opérateur en vue la précision désiré.

Pour notre cas=800ligne.

❖ **La plage** : c'est la fréquence pleine échelle. $B = 1000\text{Hz}$.

❖ **La finesse d'analyse** : appelée aussi résolution c'est l'espace entre deux raies voisines.

❖ **Le temps d'acquisition** : c'est le temps nécessaire pour l'obtention d'un spectre visible.

Les grandeurs physiques : il existe 3 grandeurs qui sont :

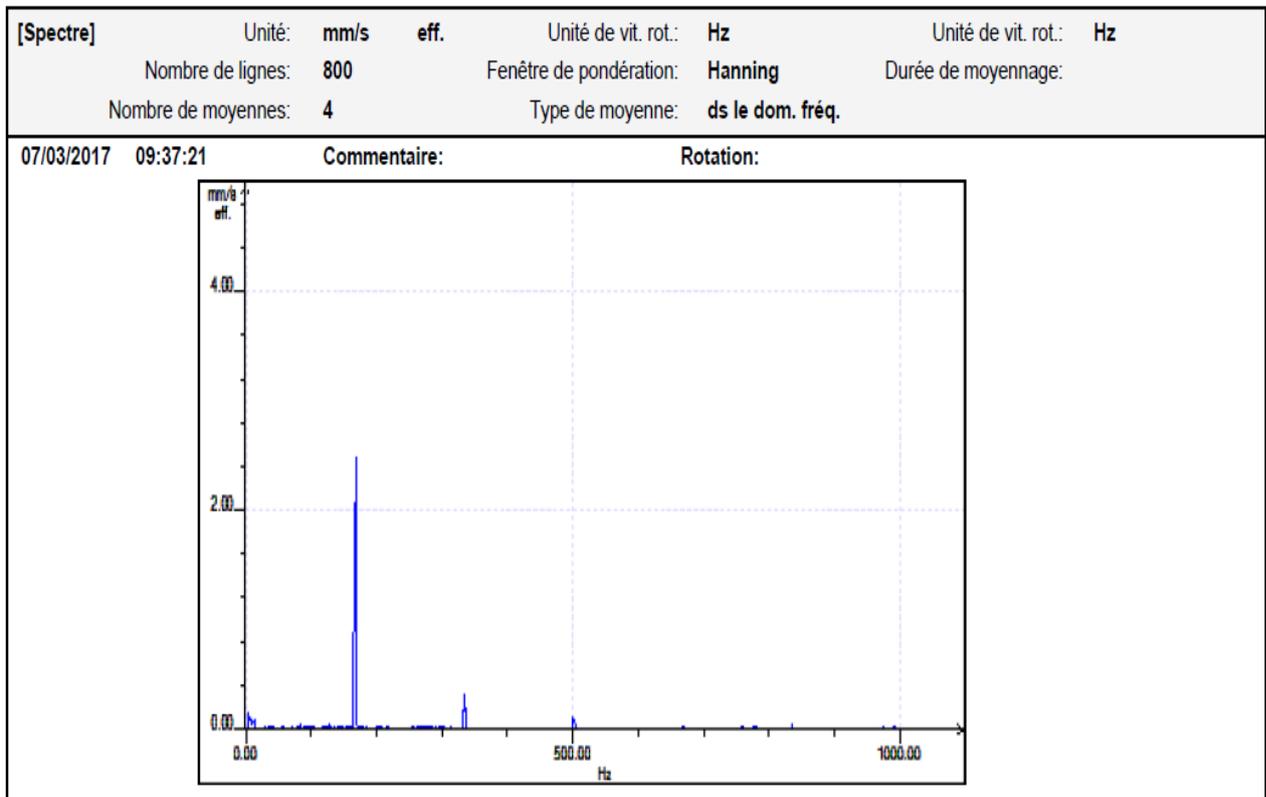
Le déplacement en (um) : cette grandeur est utilisée à basse fréquence.

La vitesse en (mm/s) : cette grandeur est très utilisée par ce qu'elle est valeur pour une large plage de fréquence.

L'accélération en (g) : cette grandeur est utilisée à moyenne et hautes fréquence.

V. 4. L'interprétation des spectres des vibrations :

V. 4.1. La turbine basse pression BP :

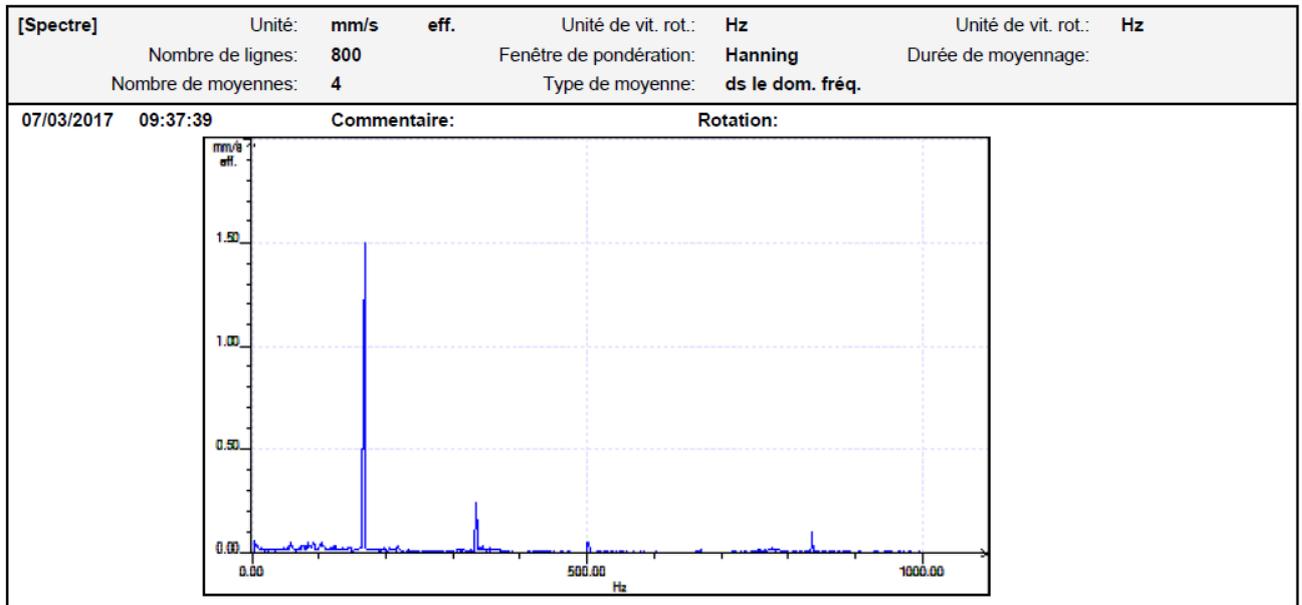


Une mesure de vibration prise en RMS avec la grandeur physique G sur la PFD/H1 de la turbine BP met en évidence sur la plage d'analyses [100.00-200.00] Hz un déséquilibre de l'amplitude jusqu'à 2.5 mm/s.

Sur la plage d'analyse[300.00-400.00] Hz un désalignement de l'amplitude jusqu'à 0.4 mm/s.

Et sur la plage [500.00-1000.00]Hz stabilité presque total du palier H1.

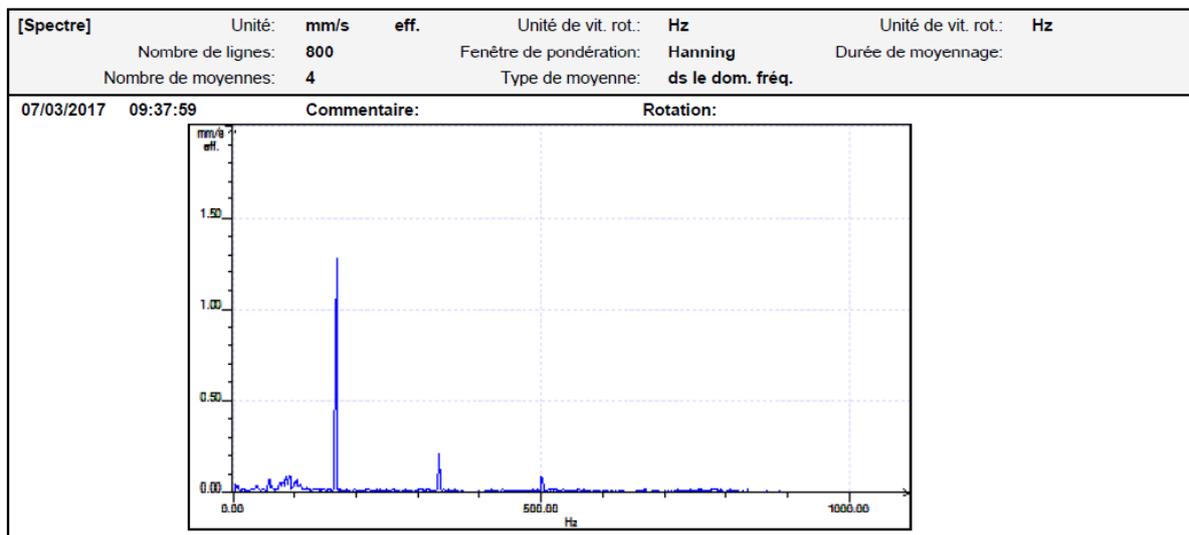
Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



Une mesure de vibration prise sur le PFD/V1 nous montre :

Un déséquilibre dans la plage d'analyse [100.00-200.00] Hz.

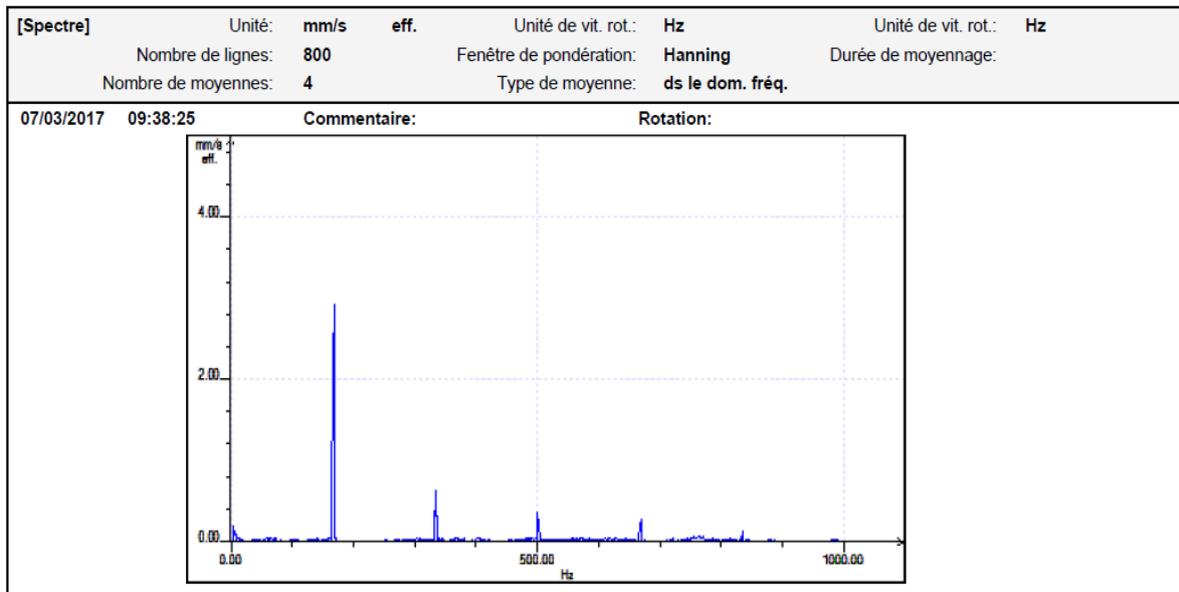
Un désalignement dans la plage d'analyse [300.00-400.00] Hz.



Les phénomènes vibratoires observé dans la direction axial sur le PFD/A1 nous montres l'excitation de forte amplitude jusqu'à 1.4mm/s, des composante liées au problème de déséquilibre dynamique de la ligne d'arbre.

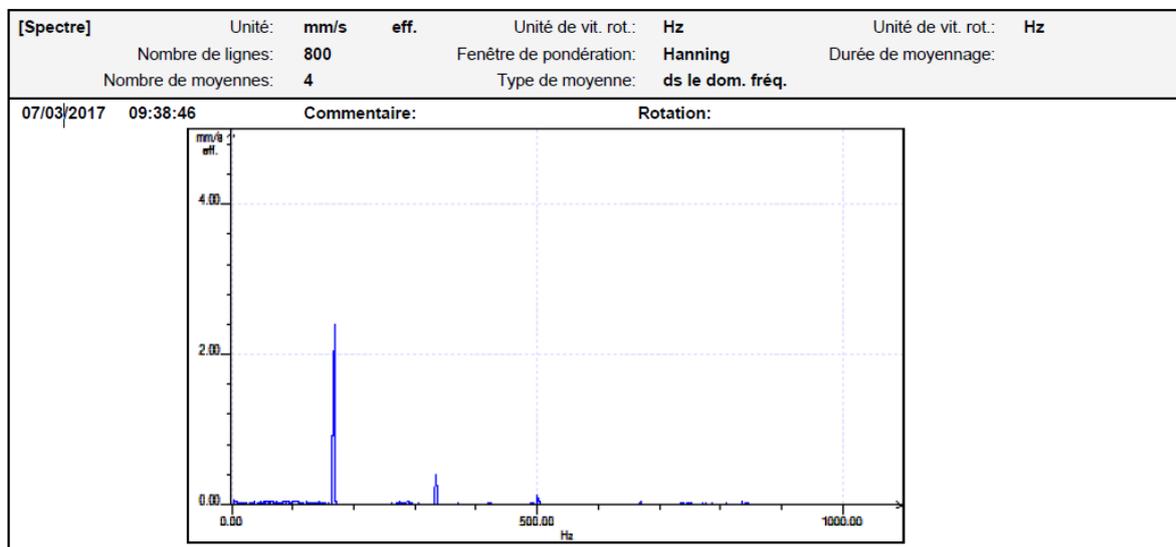
Egalement sur la plage d'analyse [100.00-200.00] Hz, nous montre le déséquilibre qui affecté les aubage de la T.B.P

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



D'après le spectre fréquentiel ci-dessus délivrés par le piézoélectrique, on déduit que le problème de déséquilibre sont fortement excités (voir la composante excite jusqu'à 3mm/s.

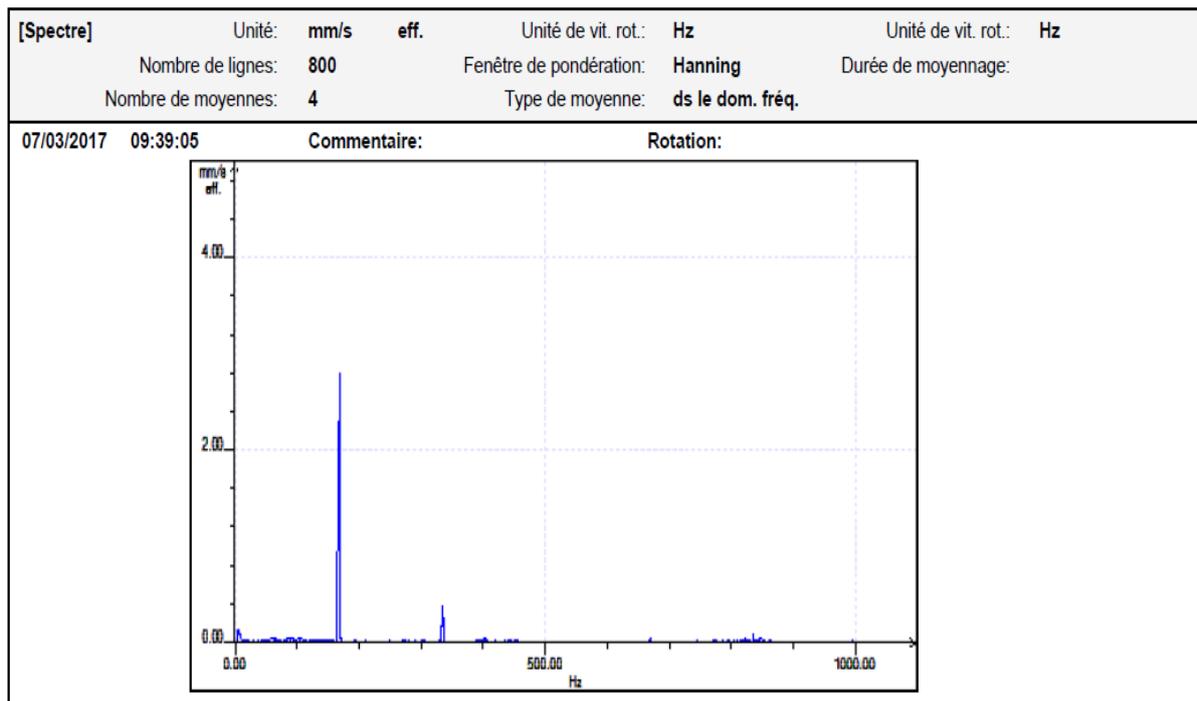
Sur la plage [300.00-400.00]Hz le spectre indique aussi un problème de désalignement à l'amplitude de 0.8mm/s.



Sur le PFD/V2 le signal délivré par la chaîne de mesure met en évidence l'excitation de composantes 1.

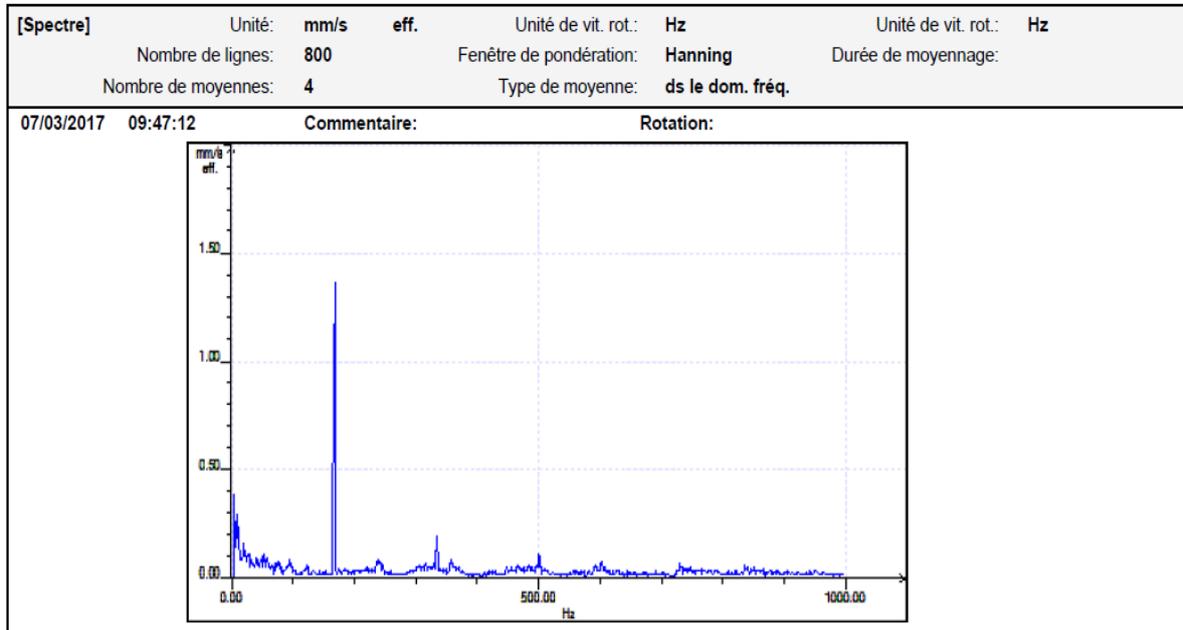
Cette situation traduit l'existence d'un déséquilibre dynamique à la fréquence de 180Hz.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



Sur le palier PFD/A2 on remarque l'excitation très volante des composantes (amplitude RMS 2.6mm/s) sur la plage [100.00-200.00] Hz. Cette situation traduit un désalignement dynamique.

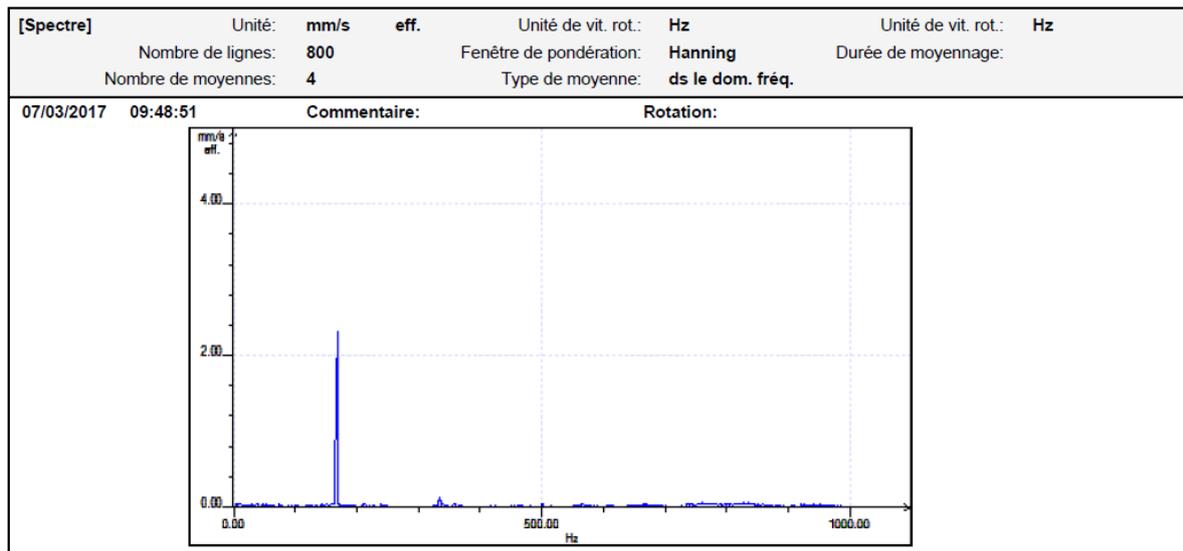
V. 4.2. Turbine haut pression HP :



Une mesure de vibration prise sur le PFD/H1 nous montre :

Des problèmes liés à la lubrification du palier mais très faible+ frottement arbre aussi faible.

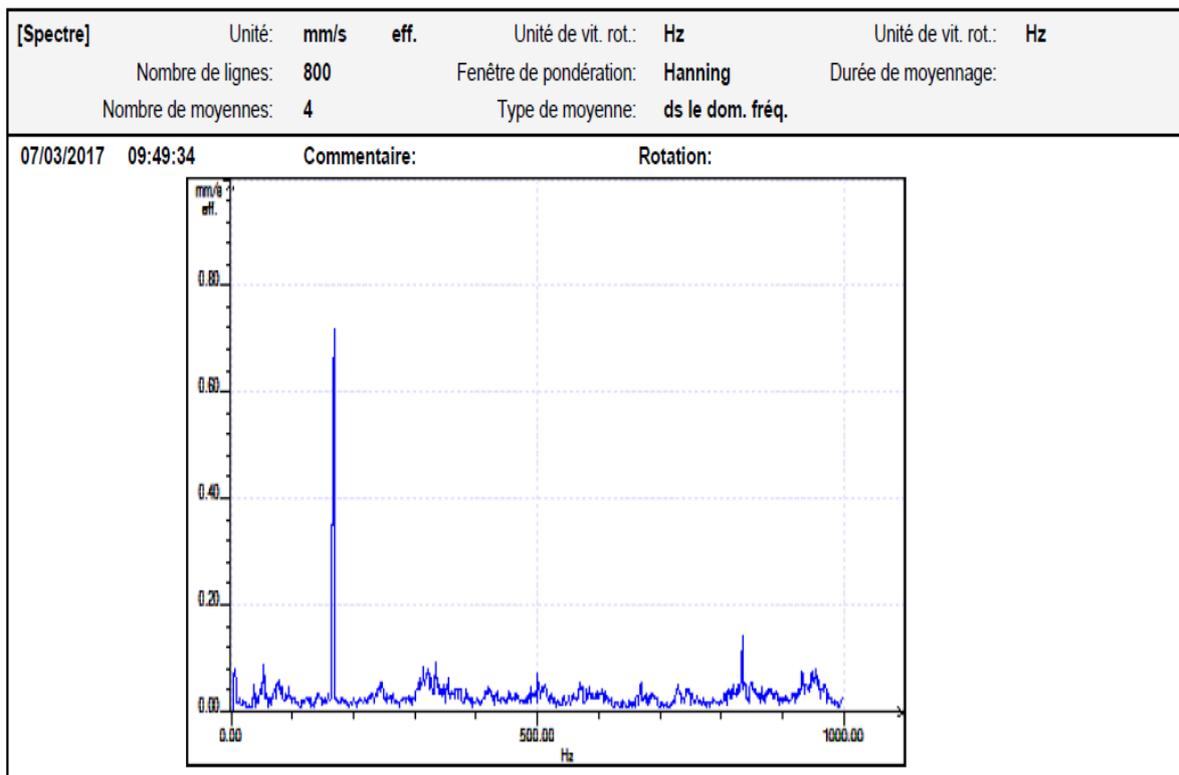
Un déséquilibre.



Les phénomènes vibratoires observés dans la direction vertical PFD/V1 met en évidence :

Sur la plage d'analyse [0-100.00] et [200.00-1000.00] Hz stabilité presque totale du palier V1.

Sur la plage d'analyse [100.00-200.00] Hz existence un déséquilibre dynamique.

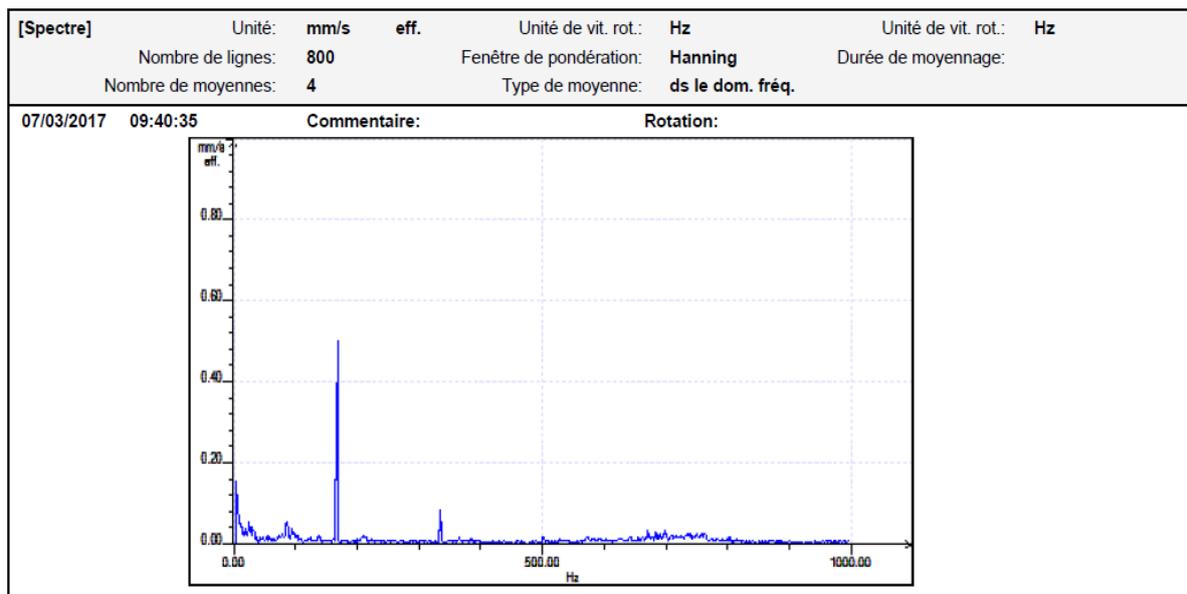


L'observation des phénomènes vibratoires dans la direction axiale au niveau du PDF/A3 met en évidence :

Sur la plage d'analyse [0-200.00] Hz problème liés au déséquilibre+ frottement de la ligne d'arbre.

Sur la plage d'analyse [200.00-500.00] Hz, le spectre délivré par le piézoélectrique nous délivre un signal portant sur l'état de sortie des aubes de la turbine HP.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017

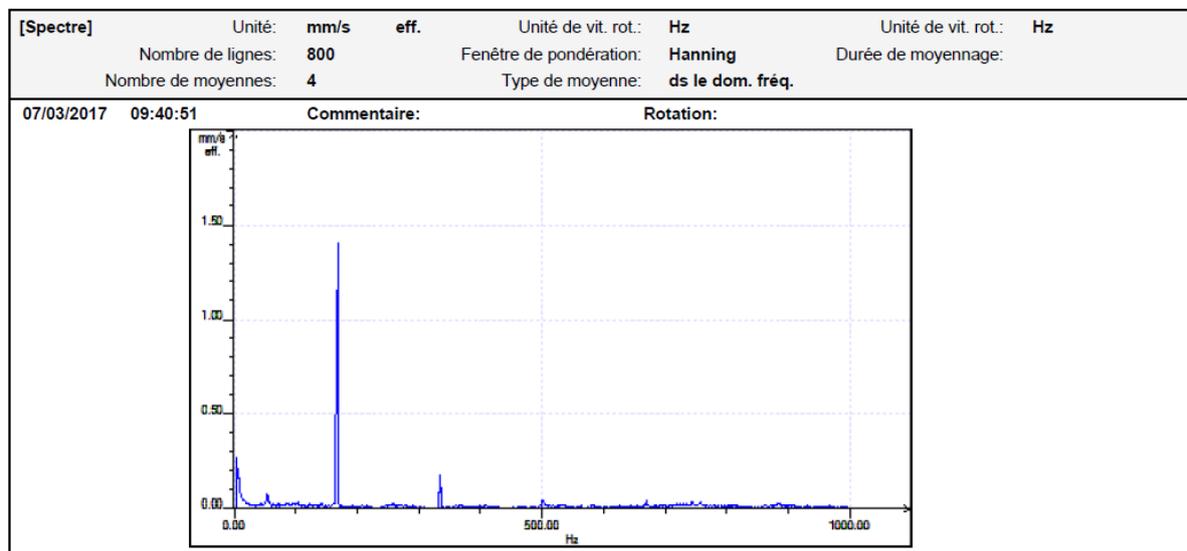


Le phénomène vibratoire dans la direction horizontale sur le PFD/H4 met en évidence :

Sur la plage [0-100.00] Hz un problème de la vitesse critique d'amplitude 0.16mm/s.

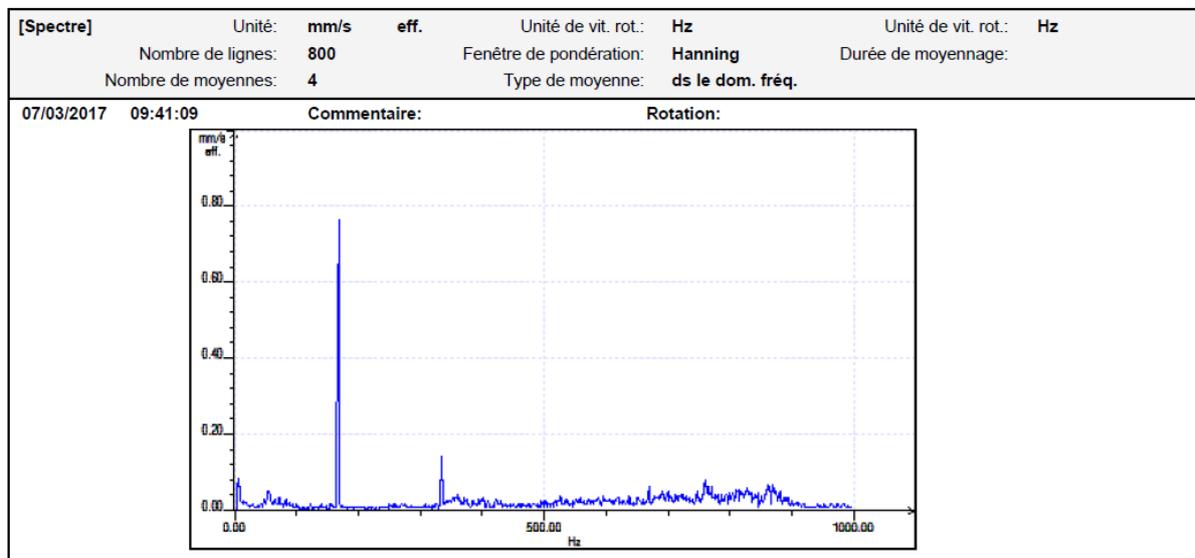
Sur la plage [100.00-200.00] Hz un balourd d'amplitude 0.52mm/s.

Et un désalignement dans la plage [300.00-400.00] Hz, et a la plage [400.00-1000.00] Hz stabilité totale du palier H4.



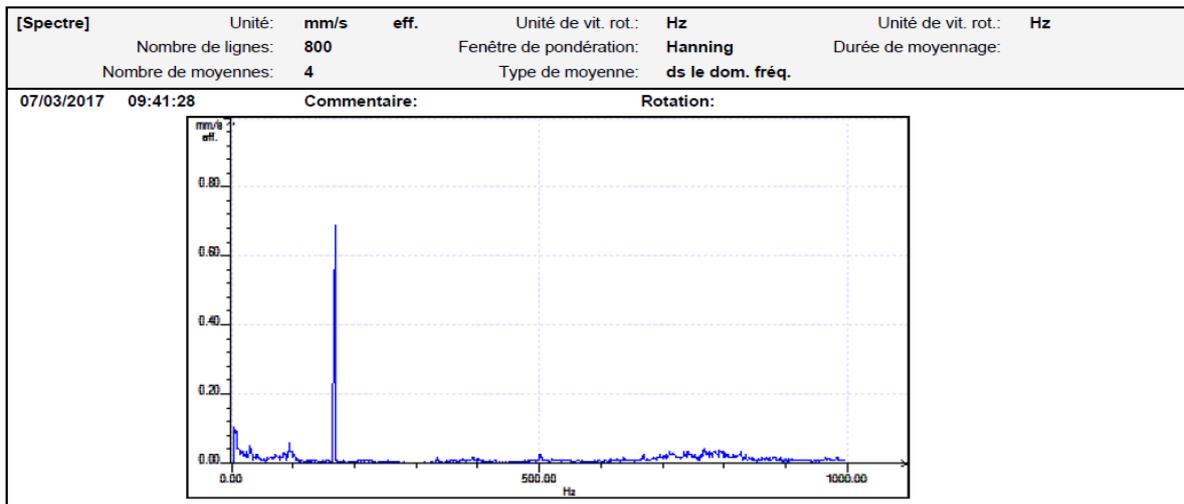
Les vibrations observées dans la direction verticale toujours au V4 montre des vibrations de l'arbre de 1.4mm/s c'est-à-dire un déséquilibre.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



Sur le palier PFD/A4 on remarque l'excitation violente de la composante (amplitude RMS 0.56mm/s) sur la plage [100.00-200.00] Hz. Cette situation traduit un balourd dynamique.

V. 4.3. Compresseur basse pression BP

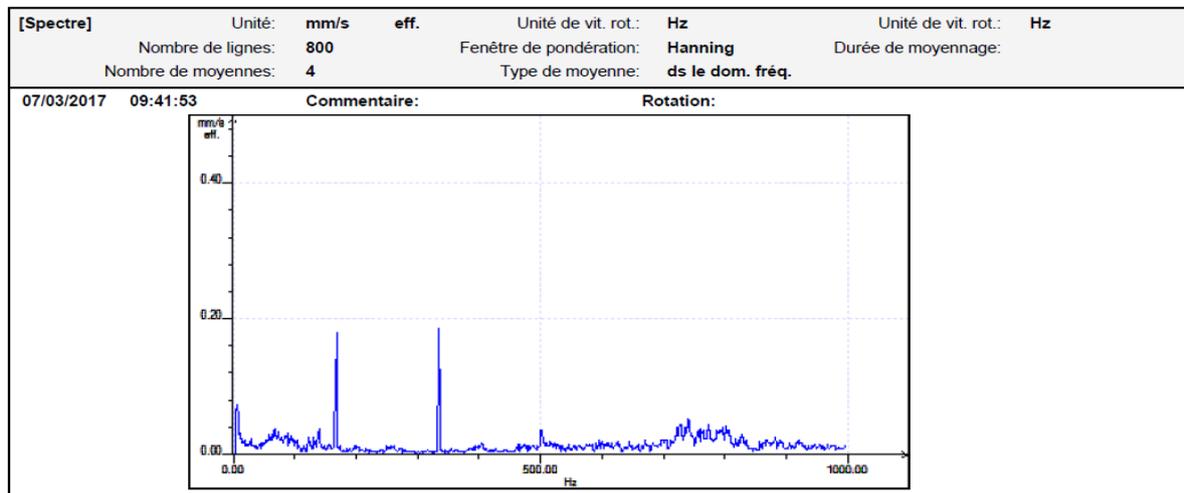


L'observation des phénomènes vibratoire dans la direction horizontale au niveau du PFD/H5 met en évidence à savoir :

Le problème de la vitesse critique.

Un déséquilibre dynamique

Sur la plage [200.00-1000.00] stabilité totale du palier H5.

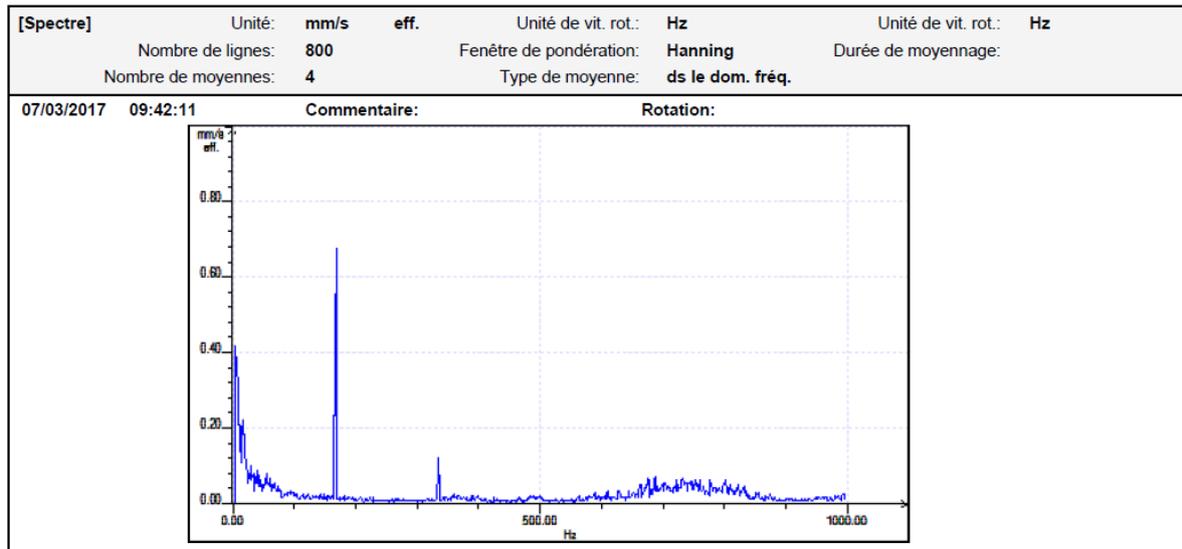


L'observation des phénomènes vibratoires dans la direction verticale au niveau du PFD/V5 nous montre :

Sur la plage d'analyse [0-200.00] Hz les problèmes liés au tourbillonnement, frottement et déséquilibre.

Sur la plage [300.00-400.00] Hz un désalignement d'amplitude 0.19mm/s.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



L'observation des phénomènes vibratoires dans la direction axiale au niveau du PFD/A5 met en évidence ce que suit :

Un problème de vitesse critique.

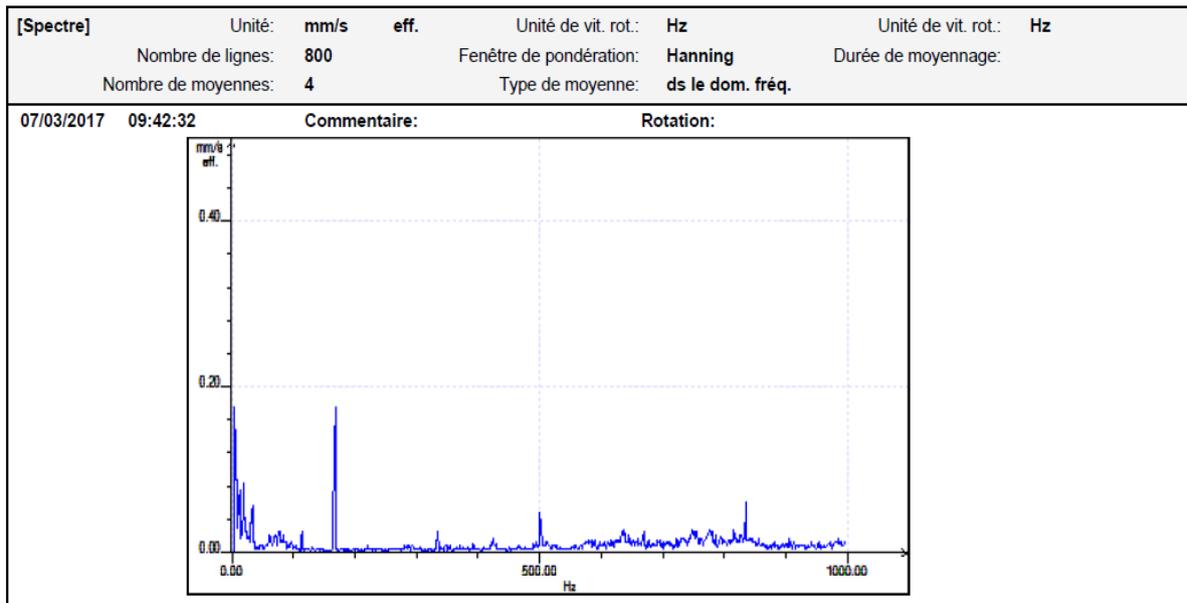
Des problèmes liés à la lubrification (tourbillonnement fouettement).

Un frottement.

Un déséquilibre.

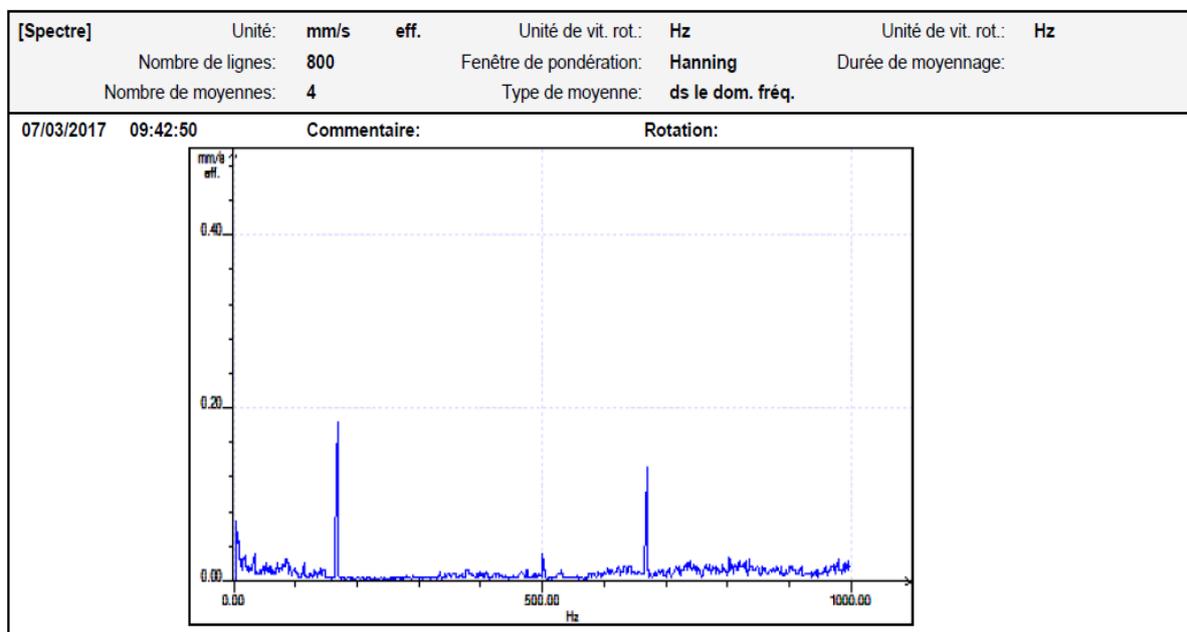
Et un désalignement.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



D'après le spectre ci-dessus, on déduit que le problème de la vitesse critique est augmenté par rapport le palier H5 et diminuée par rapport le palier A5.

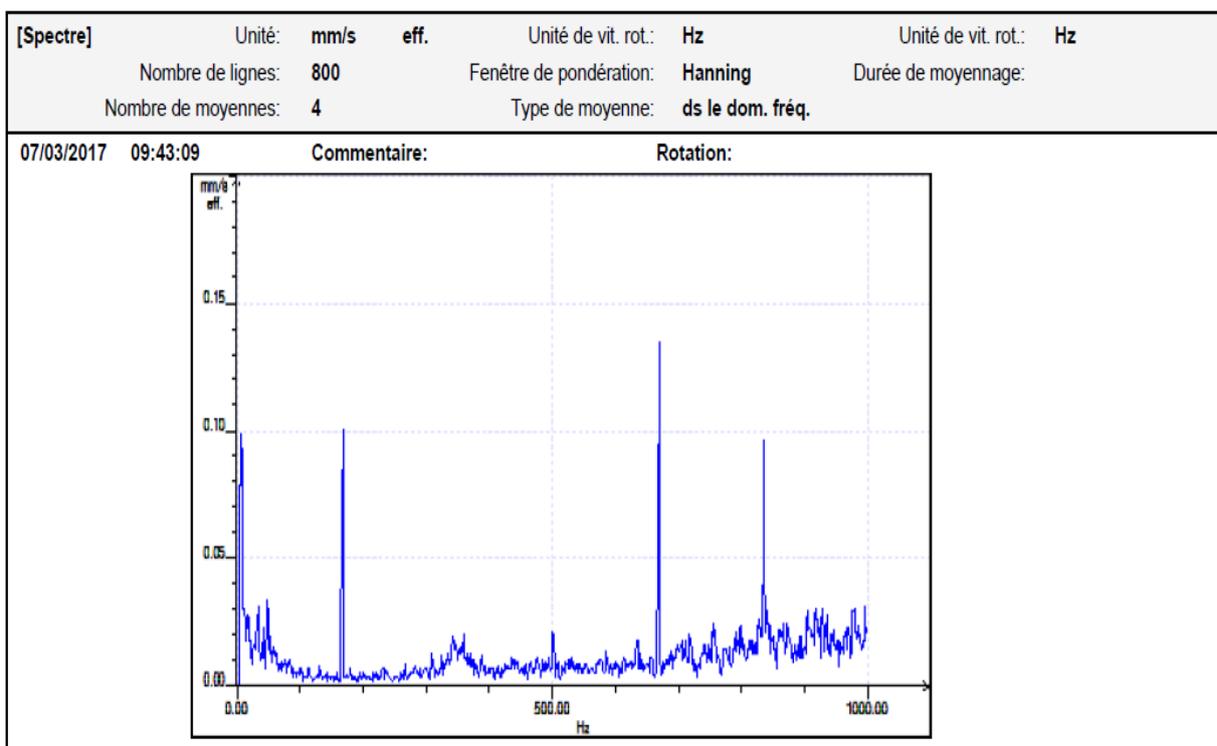
Le problème de déséquilibre excités (voir la composante excite jusqu'à 0.19mm/s).



Sur ce spectre en observe sur la plage d'analyse [0-200.00] Hz excitation de la composante 1 due la vitesse critique et la deuxième c'est un déséquilibre.

Sur la plage d'analyse [600.00-700.00] Hz excitation d'un composante due ailette.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



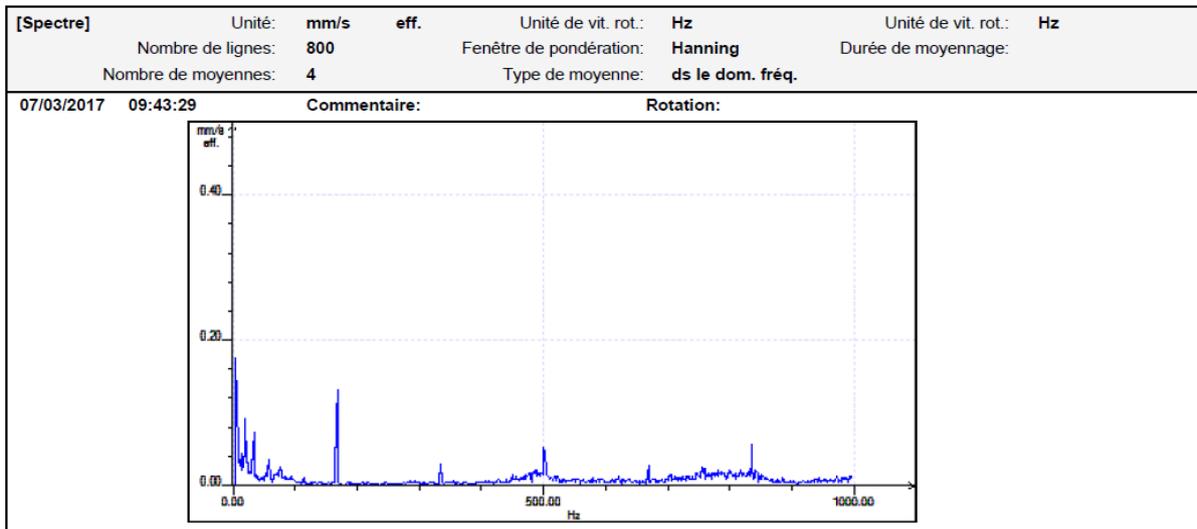
L'observation des phénomènes vibratoires dans la direction axiale au niveau de PFD/A6 met en évidence ce qui suit :

Sur la plage d'analyse [0-500.00] Hz observation de l'excitation des composantes liées au déséquilibre de la ligne d'arbre (frottement + balourd + désalignement etc...).

Sur la plage d'analyse [500.00-700.00] Hz observation des premières harmoniques résultante de la déformation des ailettes de compresseur BP.

Sur la plage d'analyse [700.00-1000.00] Hz observation des autres harmoniques qui résultent de la superposition des aubages dues aux aubages manquants et l'observation des ailettes existantes qui sont prépondérantes.

V. 4.4. Compresseur haut pression HP :

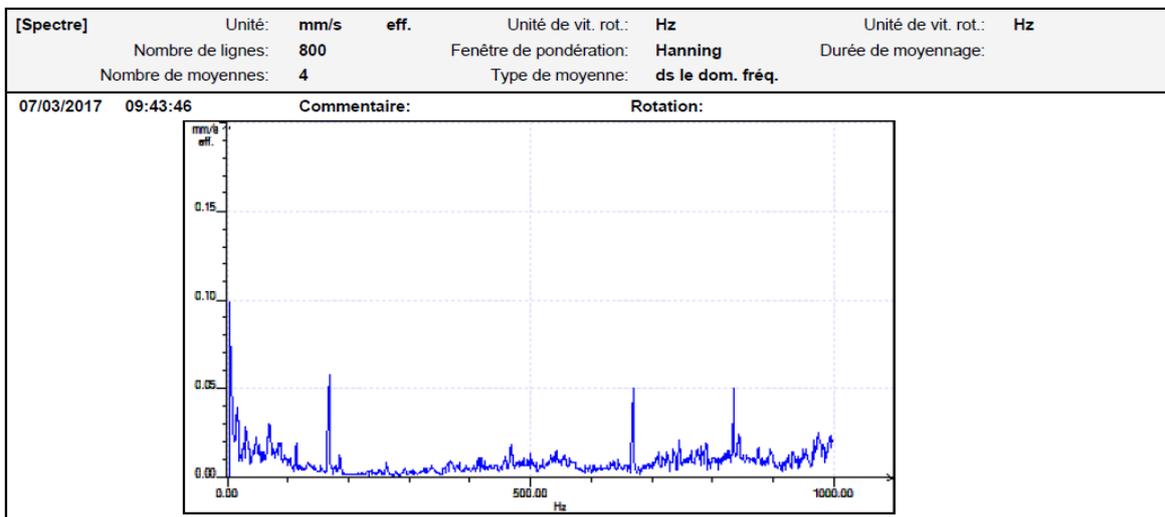


Sur le spectre ci-dessus nous montre l'observation du signal au niveau du PFD/H7 :

Un problème de vitesse critique.

Des problèmes liés à la lubrification.

Déséquilibre.

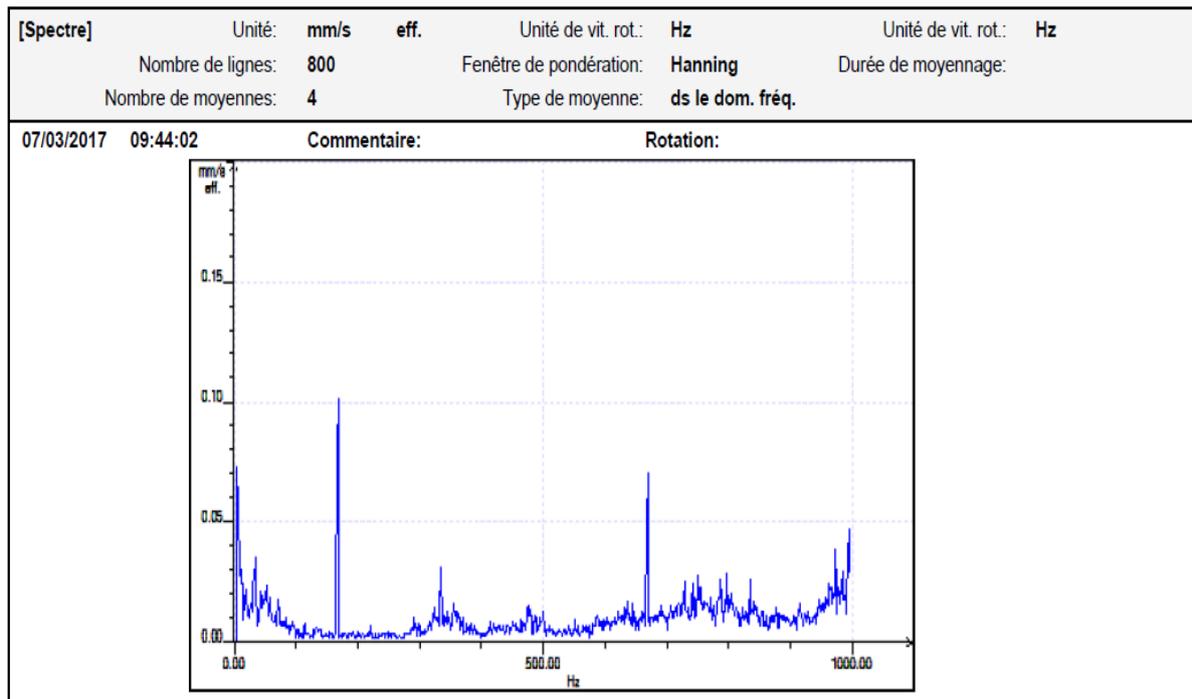


L'observation des phénomènes vibratoires dans la direction verticale au niveau du PFD/V7 nous montre :

Problème liés à la lubrification + frottement + vitesse critique + déséquilibre.

Ailettes dans la plage d'analyse [600.00-1000.00] Hz.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017

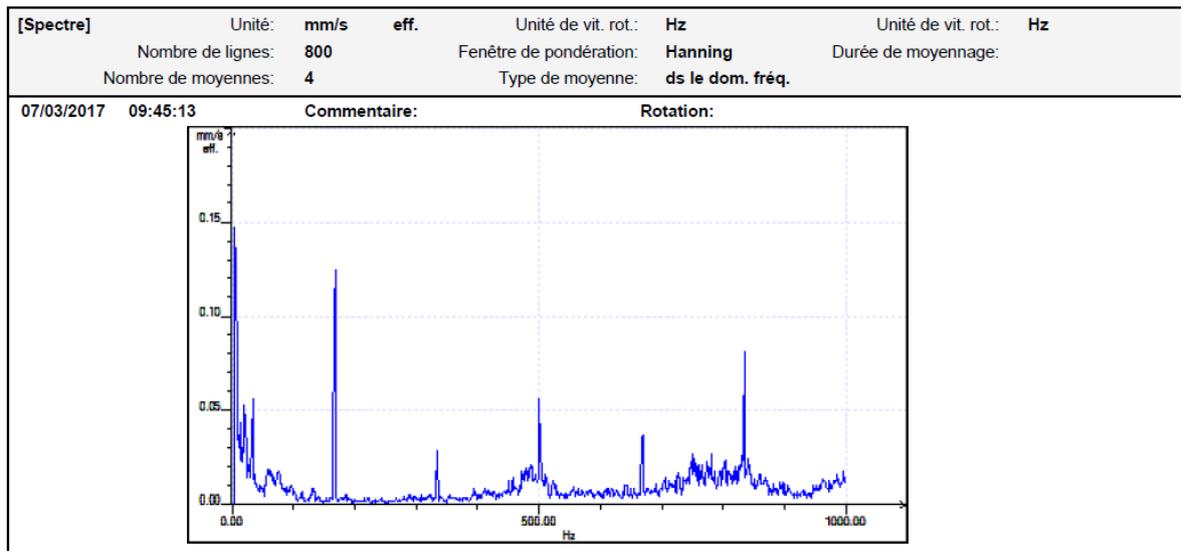


L'observation des vibratoires dans la direction A7 ce qui suit :

Sur la plage [0-200.00] Hz : frottement, problème liés à la lubrification.

Sur la plage [300.00-1000.00] Hz : déformation des ailettes du compresseur HP.

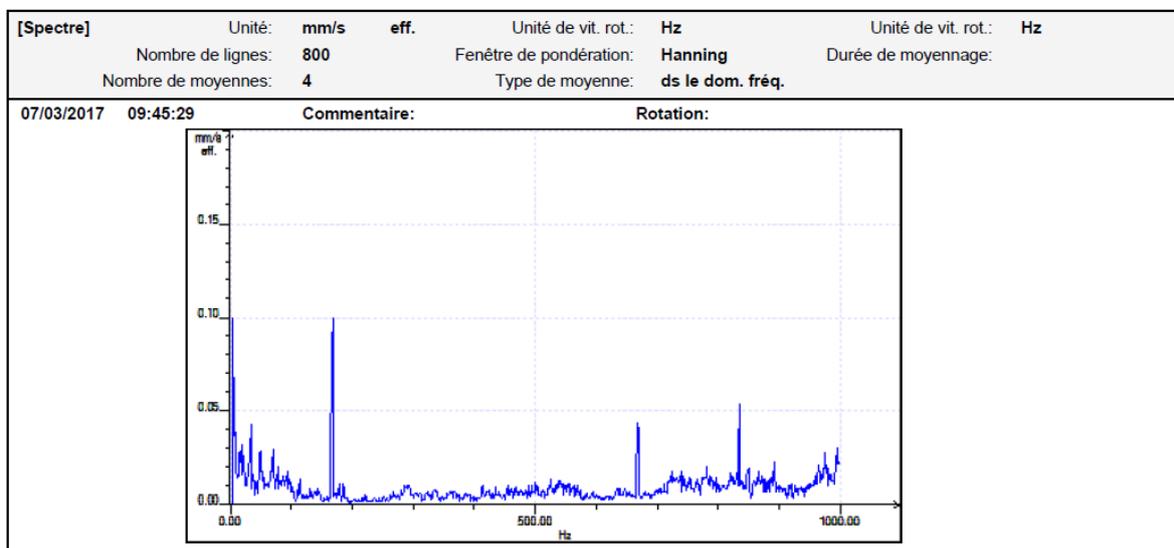
Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



Ce spectre nous montre l'observation du signal au niveau du PFD/H8 :

Sur la plage [0-200.00] Hz déséquilibre + frottement + problème liés a la lubrification (tourbillonnement, fouetttement) + vitesse critique.

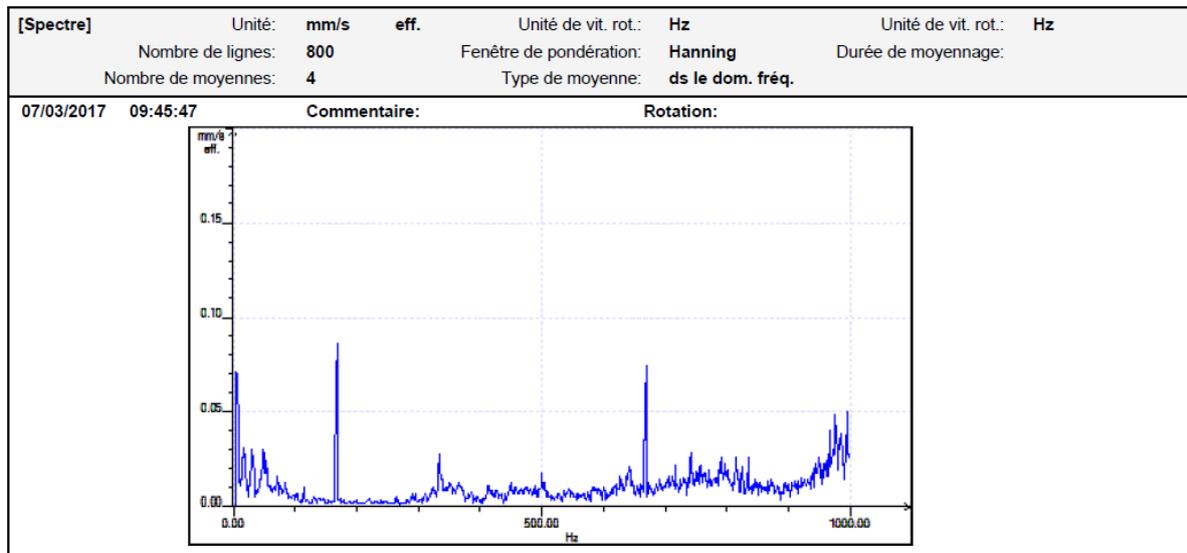
Sur la plage [300.00-1000.00] Hz : désalignement qui affecte les ailettes du compresseur HP.



Sur ce spectre en observe sur la plage d'analyse [0-100.00] Hz excitation de la composante 3 due au tourbillonnement.

Sur la plage d'analyse [600.00-1000.00] Hz excitation dues aux ailettes.

Formulation de la phase de diagnostic des défauts de la ligne d'arbre par l'analyse spectral 2017



L'observation des vibrations dans la direction A8 ce qui déformation des ailettes du compresseur sur la plage d'analyse [600.00-1000.00] Hz.

V. 5. Conclusion :

Les spectres ci-dessous que nous allons utiliser pour le diagnostic du T.C 103JT, sont spectre filtrés, calculés dans le domaine fréquentiel et moyennés de 4 spectres.

Le signal délivré par le piézoélectrique sera affiché sur 800 ligne spectrales, mais pour l'observation d'une bonne résolution du spectre et pout mettre en évidence tous les défauts affectante la ligne d'arbre, on utilise la deuxième technique de zoom la fenêtre de pondération Hanning.

**CONCLUSION
GENERALE**

Conclusion générale :

Au niveau de l'unité ammoniac NH₃ perdant la surveillance d'un équipement stratégique dont la ligne d'arbre repose sur 8 palier à P.F.D souffre des vibrations très violentes ainsi, face à cette situation de déséquilibre qui affecté le T.C.103J ; on juge impérative de formuler un diagnostic fiable et efficace.

Pour cela, on fait l'appel à des outils de pré diagnostique et diagnostic parmi ces derniers on opté pour le spectre fréquentiel et d'un capteur P.Z.E pour la délivrance du signal.

Parmi les techniques permettant la surveillance d'une machine tournante, l'analyse vibratoire est la plus utilisé en maintenance M.P.C.

Résumé :

La turbine à vapeur de grandes installations industrielles, qui ont été La dépendance à il y a longtemps et à ce jour dans la production d'électricité. Bien qu'il soit sensible aux changements externes qui affect sur la durée de la vie de ces turbines.

L'objectif de cette étude est de rechercher les facteurs affectant la détérioration de la performance de la ligne d'arbre d'une turbine à vapeur, en utilisant le composant principal de l'unité de commande et est le seul diagnostic.

Mots clés : turbine à vapeur, la ligne d'arbre, les facteur affectant, pré diagnostic, diagnostic.

ملخص :

التوربينات البخارية من المنشآت الصناعية الكبيرة، والتي تم اعتمادها منذ وقت طويل وحتى الآن في إنتاج الكهرباء. على الرغم من أنها حساسة للتغيرات الخارجية التي تؤثر على عمر هذه التوربينات. الهدف من هذه الدراسة هو دراسة العوامل المؤثرة على تدهور أداء خط رمح التوربينات البخارية باستخدام المكون الرئيسي لوحدة التحكم وهو التشخيص .

Abstract:

The steam turbine of large industrial facilities, which have been adopted for long ago time and to date in the production of electricity. Although it is sensitive to external changes that affect the lifetime of these turbines.

The objective of this study is to investigate the factors affecting the deterioration of shaft line performance of a steam turbine, using the main component of the control unit and is the only diagnosis

Chapitre 01 : Génialité sur les turbines à vapeur.

Figure 01 : l'ensemble turbine à vapeur.

Figure 02 : les composantes d'une turbine à vapeur.

Figure 03 : schéma simplifié d'un circuit vapeur.

Figure 04 : cycle de Rankine.

Figure 05 : cycle de Hirn.

Figure 06 : cycle avec soutirage.

Figure 07 : turbine à action.

Figure 08 : turbine à réaction.

Figure 09 : Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur.

Chapitre 02 : Etude de fonctionnement du turbocompresseur 103J.

Figure 10 : les quatre parties du turbocompresseur 103-J.

Figure 11 : Vue du turbocompresseur 103-J.

Figure 12 : ensemble (turbine à vapeur + compresseur centrifuge)

Figure 13 : circuit vapeur (turbine 103JT HP et BP).

Figure 14 : Photos des turbines (103-JBP, 103-JHP).

Figure 15 : Compresseur de gaz de synthèse 103J.

Figure 16 : Photos des compresseur BP et HP.

Figure 17 : Réservoir de stockage d'huile

Figure 18 : filtres d'huile et refroidisseur

Figure 19 : pompe huile d'étanchéité

Figure 20 : turbine à vapeur MP

Chapitre 04 : Formulation de la phase de pré diagnostic des défauts de la ligne d'arbre d'une turbine à vapeur par les outils graphique :

Graphique 01 : Graphique des formes des modes dans la direction VRH

Graphique 02 : Graphique des formes des modes dans la direction VRV

Graphique 03 : Graphique dans la direction VA

Graphique 04 : Courbe de tendance turbine BP direction H :

Graphique 05 : Graphique de la vitesse critique palier 03

Graphique 06 : Graphique de la vitesse critique palier 04

Graphique 07 : Graphique de la vitesse critique palier 05

Graphique 08 : Graphique de la vitesse critique palier 06

Chapitre 05 : Formulation de la phase de diagnostic par l'analyse spectral.

Spectre 01 : palier 01 direction H

Spectre 02 : palier 01 direction V

Spectre 03 : palier 01 direction A

Spectre 04 : palier 02 direction H

Spectre 05 : palier 02 direction V

Spectre 06 : palier 02 direction A

Spectre 07 : palier 03 direction H

Spectre 08 : palier 03 direction V

Spectre 09 : palier 03 direction A

Spectre 10 : palier 04 direction H

Spectre 11 : palier 04 direction V

Spectre 12 : palier 04 direction A

Spectre 13 : palier 05 direction H

Spectre 14 : palier 05 direction V

Spectre 15 : palier 05 direction A

Spectre 16 : palier 06 direction H

Spectre 17 : palier 06 direction V

Spectre 18 : palier 06 direction A

Spectre 19 : palier 07 direction H

Spectre 20 : palier 07 direction V

Spectre 21 : palier 07 direction A

Spectre 22 : palier 08 direction H

Spectre 23 : palier 08 direction V

Spectre 24 : palier 08 direction A

Référence Bibliographiques et Webographie :

[1] : SHIAP SKIKDA séminaire : exploitation des machines tournantes.

[2] : Thermique générale (bibliothèque de département électromécanique).

[3] : cours de thermodynamique 2eme semestre Olivia Penot 2010-2011 département génie thermique et énergie.

[4] : D5-7 197-14.51.10 :81/pnb/cours%20tutoial/chimie/Pétrochimie.PDF

[5] : Fr. Wikipedia. Org/Wiki/turbine/.

[6] : cours Donniez à l'ensam de paris par R.REY. Professeur unité d'enseignement éléments dimensionnant et architecture des machines tournante.

[7] : www.gamblewiz.com/OPMPVEMRO/.

[8] : www.memoireonline.com/09/10/3884/m_optimisation-delafacuture.