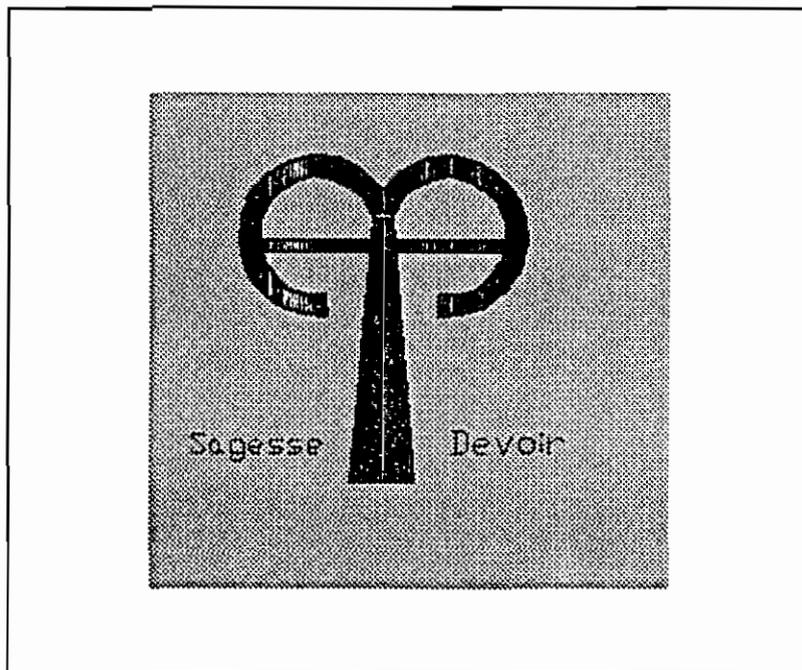


89

REPUBLIQUE DU SENEGAL



GM.0234

**Ecole Polytechnique de Thiès**

PROJET DE FIN D'ETUDES  
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION  
EN GENIE MECANIQUE

**TITRE: ANALYSE DE LA MAINTENANCE PREDICTIVE PAR LA  
METHODE VIBRATOIRE**

AUTEUR: Abdoul Aziz NDIOUR

DIRECTEUR: Mohamadou Lamine DIALLO

CO-DIRECTEUR: Chérif El Oualith SOW



### REMERCIEMENTS:

A l'issue de cette étude , je tiens à exprimer très sincèrement mes plus vifs remerciements:

-A Monsieur Mohamadou Lamine DIALLO , mon directeur de projet pour avoir bien voulu encadrer ce projet.Qu'il trouve ici le témoignage de ma profonde et respectueuse gratitude.

-A Monsieur Chérif El Oualith SOW , mon co-directeur de projet , pour n'avoir ménagé aucun effort à l'aboutissement utile de ce travail.C'est eu égard à son accueil chaleureux , sa disponibilité constante , sa patience , sa compétence et la confiance qu'il n'a cessé de témoigner à mon égard que je me permet de lui en être très reconnaissant.

-A Messieurs Baba FALL , Assane SECK , Balla DIEYE et DIEME pour tous les renseignements qu'ils ont bien voulu mettre à ma disposition.

-A Monsieur Ousmane Mbaye pour son dévouement et sa contribution dans la prise régulière des mesures de vibration.

A tous ceux qui , de près ou de loin , ont contribué à la réalisation de ce projet.

## SOMMAIRE:

Le projet d'électrification occupe une place fondamentale dans le développement du SENEGAL. Cependant nous notons que dans ce pays ,une bonne partie de la production électrique est assurée par la C3 (Centrale thermique de Cap des biches) et que sa maintenance est souvent à la source de nombreux problèmes d'exploitation. L'étude d'une nouvelle forme de maintenance à savoir la maintenance conditionnelle revêt une importance capitale.

Le chapitre 1 traite de l'aspect théorique des vibrations . Cette partie est importante car elle permet de comprendre les grandeurs utilisées dans la terminologie des vibrations d'une part et de l'utilité des séries FFT (Fast Fourier Transform) d'autre part.

Dans le chapitre 2 , qui traite d'une des parties essentielles de notre travail , nous avons tenté d'analyser scientifiquement la situation actuelle de la maintenance au niveau de la C3.

Le chapitre 3 traite de la maintenance conditionnelle basée sur les vibrations pour les machines tournantes en particulier les pompes élévatoires.

Le chapitre 4 traite de l'évaluation des coûts relatifs à la maintenance des pompes élévatoires.

Enfin ce rapport se termine par une conclusion et une série de recommandations.

TABLE DES MATIERES:

<u>MATIERE:</u>	<u>PAGE:</u>
Remerciements .....	i
Sommaire.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des graphiques et tableaux.....	v
Introduction .....	1
<b><u>Chapitre I:</u></b> LA THEORIE DES VIBRATIONS .....	4
I.1. Origine des vibrations.....	4
I.2. Analyses mathématique et fréquentielle.....	10
<b><u>Chapitre II:</u></b> SUIVI INDIVIDUALISE DES POMPES ELEVATRICES..	15
II.1. Etat mécanique des pompes.....	15
II.1.1. La courbe en baignoire .....	15
II.1.2. Détermination des paramètres de la loi de WEIBULL.....	18
II.1.3. Comportement des machines en service.....	21
II.2. Analyse critique de la méthode existante.....	22
<b><u>Chapitre III:</u></b> SURVEILLANCE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES.....	25
III.1. Manipulation sur le système B&K.....	25
III.1.1. Description générale du système B&K .....	25
III.1.2. Création de machines et de points de mesure.....	26
III.1.3. Itinéraire: chargement et déchargement du 2515.....	28
III.2. Diagnostic vibratoire des machines.....	29
III.2.1. Calcul des fréquences de défaut du roulement.....	30
III.2.2. Calcul de la vitesse critique de l'arbre...	32
III.2.3. Analyse de l'instabilité palier inférieur..	35

III.2.4. Analyse et interpretation des mesures de vibration.....	38
III.2.4.1. Analyse des mesures de la pompe PEL21..	38
III.2.4.2. Analyse des mesures de la pompe PEL12..	41
III.2.4.3. Analyse des mesures de la pompe PEL13..	42
III.2.4.4. Analyse des mesures de la pompe PEL22..	44
III.2.4.5. Analyse des mesures de la pompe PEL23..	47
III.2.4.6. Analyse des mesures de la pompe PEL31..	51
III.2.4.7. Analyse des mesures de la pompe PEL32..	52
III.2.4.8. Analyse des mesures de la pompe PEL11..	52

**Chapitre IV : EVALUATION FINANCIERE DE LA MAINTENANCE**

DES POMPES ELEVATRICES.....	55
IV.1. Evaluation des coûts de défaillance.....	56
IV.2. Evaluation du coût de maintenance.....	59

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....62

ANNEXE A. LA THEORIE DES SERIES FFT	
ANNEXE B. LA CORRECTION DU PARAMETRE $\Omega$	
ANNEXE C. HISTORIQUES DES MACHINES	
ANNEXE D. LE PROGRAMME DES M.T.B.F.	
ANNEXE E. CATALOGUE DE DIAGNOSTICS	
ANNEXE F. DESSINS DE DEFINITION DES ARBRES	
ANNEXE G. DESSIN D'ENSEMBLE DE LA POMPE	
ANNEXE H. COMPARAISON DE SPECTRES	
ANNEXE I. REGULATION DE LA TURBINE	
ANNEXE J. PLANNING DE DEMONTAGE ET REMONTAGE	
ANNEXE K. LE PROGRAMME DES COUTS	
BIBLIOGRAPHIE	

LISTE DES GRAPHIQUES ET TABLEAUX

GRAPHIQUE 1. Schéma de la force centrifuge.....	4
GRAPHIQUE 2. Projection de la force centrifuge.....	5
GRAPHIQUE 3. Modélisation des vibrations.....	6
GRAPHIQUE 4. Les courbes caractéristiques.....	9
GRAPHIQUE 5. La courbe en baignoire.....	16
GRAPHIQUE 6. Allure du taux de défaillance.....	18
TABLEAU 1 . Les paramètres de WEIBULL.....	20
TABLEAU 2 . Les coûts de la G.M.A.O. ....	23
GRAPHIQUE 7. Optimisation de la maintenance.....	24
GRAPHIQUE 8. Position des points de mesure.....	28
GRAPHIQUE 9. Schéma de l'arbre de la pompe.....	33
GRAPHIQUE 10. Le phénomène de whirl.....	36
GRAPHIQUE 11. La défaillance d'un roulement.....	39
GRAPHIQUE 12. Station appontement.....	55
GRAPHIQUE 13. Le cycle de RANKINE.....	57
GRAPHIQUE 14. Le condenseur.....	58

## TERMINOLOGIE

B&K : Brüel & Kjær , société danoise spécialisée dans la fabrication des appareils de mesure .

Analyseur 2515 : machine électronique permettant de prendre les mesures de vibration .

Logiciel 7616 : logiciel sur la maintenance conditionnelle permettant de faire des analyses sur les mesures .

Interface IEEE : Lien de commutation entre le 2515 et l'ordinateur PS/2 .

CPM : Cycles par minute .

## INTRODUCTION:

### Avant-propos:

D'après l'AFNOR (Association Française de la Normalisation) , la maintenance est l'"ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifique ou en mesure d'assurer un service déterminé ". Cette définition de l'AFNOR "oublie" l'aspect économique de la maintenance . C'est ainsi que l'entretien a été d'abord fortuit avant d'être préventif pour enfin prendre le nom de "maintenance" . En effet le fait d'entretenir consiste à dépanner et à réparer un parc matériel afin d'assurer la continuité de la production . Entretenir , c'est subir le matériel ; tandis que maintenir , c'est choisir les moyens de prévenir , de corriger ou de rénover suivant l'usage du matériel , suivant sa criticité économique , afin d'optimiser le coût global de possession : maintenir , c'est maîtriser . Cette évolution de l'entretien vers la maintenance pourrait s'expliquer par la tendance vers l'automatisation des équipements onéreux de production ( fiabilité et investissement ) . Il s'y ajoute que les temps d'indisponibilité sur un "process" sont économiquement plus critiques à cause des coûts prohibitifs de défaillance . C'est la raison pour laquelle , la SENELEC , à l'instar des grandes entreprises du SENEGAL , est en profonde mutation sur ce domaine eu égard à la G.M.A.O. (Gestion de la Maintenance Assisté par Ordinateur ) et son système de maintenance conditionnelle basée sur les vibrations ( le système Brüel & Kjær ) .

Position du probleme:

D'une façon générale , nous voyons que les actions de maintenance coûtent chères à la direction et peuvent à la limite gêner la production à court terme , d'où l'importance de pouvoir justifier le bien-fondé à moyen terme et à long terme de ces actions .

Le service maintenance a la responsabilité de la "santé" du parc matériel de façon préventive (avant défaillance ) et de façon corrective (après défaillance ) . Toutefois l'entretien n'est pas une fin en soi , mais une nécessité que le producteur subit et que le financier (la direction ) trouve coûteuse . C'est pourquoi la "promotion" de l'entretien en maintenance passe par "l'horizontalité" des fonctions de production et d'entretien ; d'où l'intérêt de l'organigramme de la SENELEC suivant le modèle:



C'est de cette orientation que le service entretien met à profit le rôle qui lui est dévolu et c'est pourquoi aussi l'analyse que nous présentons ci-après pourrait revêtir une importance non négligeable . En fait cette analyse concerne la maintenance prédictive des pompes élévatrices de la C3 . Nous traiterons les

points suivants :

- Etat des pompes élévatrices suivant le modèle stochastique ,
- La surveillance vibratoire des machines tournantes ,
- Evaluation des coûts de maintenance .

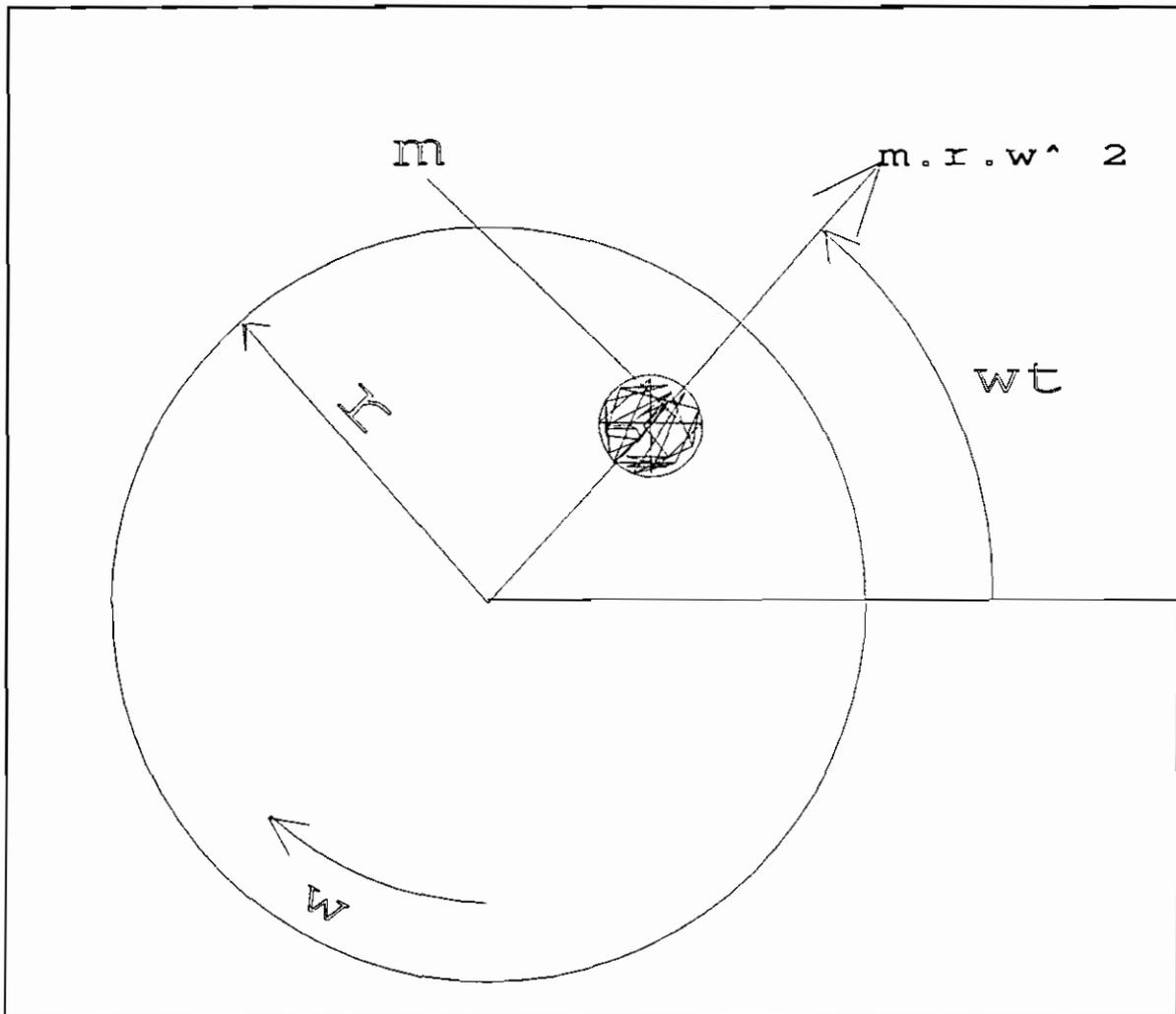
Ainsi des conclusions pourront être tirées sur l'opportunité ou non de faire de la maintenance conditionnelle . Nous tenterons aussi de faire des recommandations dans les domaines économique et mécanique .

LA THEORIE DES VIBRATIONS

1.1 - Origine des vibrations:

La vibration dans les machines tournantes est essentiellement due à un débalancement du rotor ou à une excentricité d'un élément de masse quelconque par rapport à l'axe de révolution .

Ainsi les vibrations dans les machines tournantes peuvent être modélisées de la façon suivante :



GRAPHIQUE 1

où  $F$ : Force centrifuge

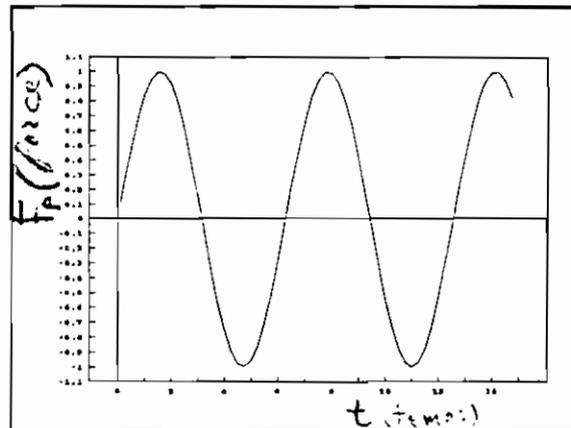
$r$ : rayon de l'arbre ou de la roue

$w$ : la vitesse angulaire de rotation ,

$m$ : la masse .

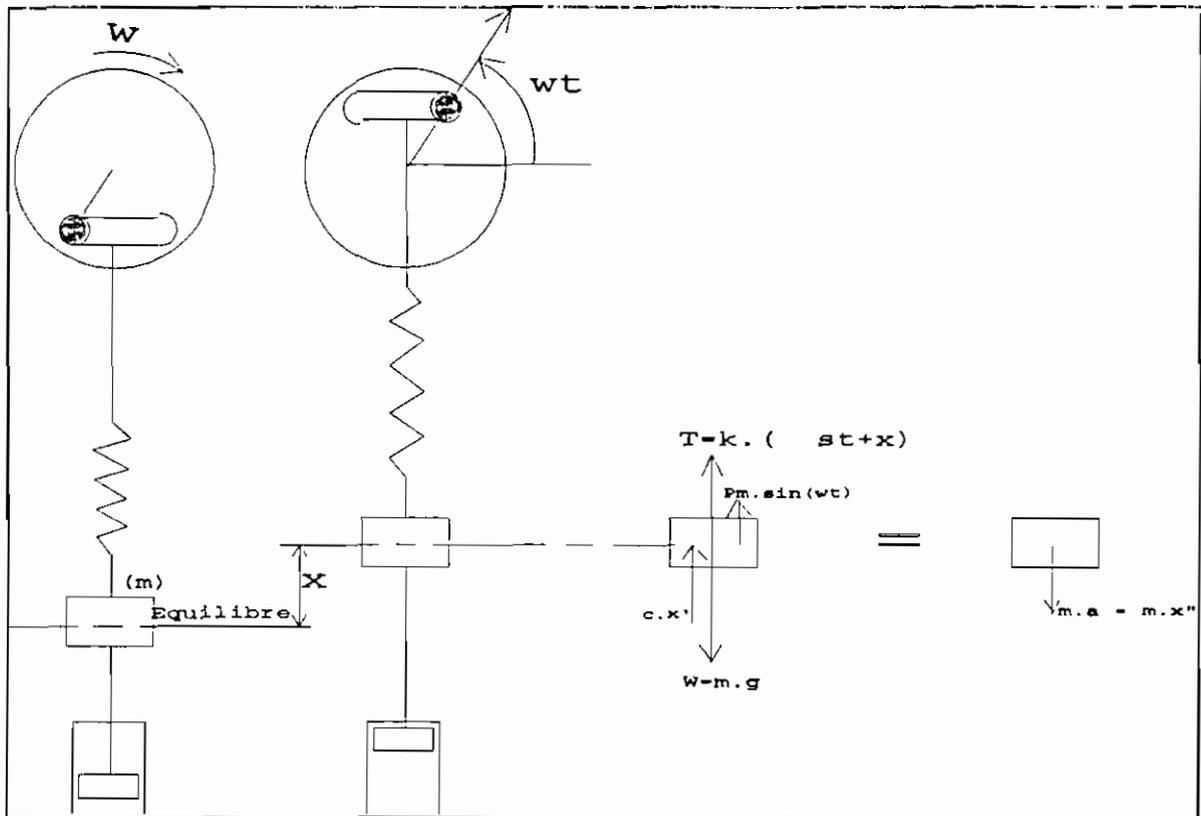
La projection de la force centrifuge  $F$  sur l'axe  $aa'$  nous donne

$F_p = F \cdot \sin(\omega t)$ ; soit la représentation en fonction du temps :



GRAPHIQUE 2

Mais en réalité les vibrations sont beaucoup plus complexes et s'effectuent à des fréquences différentes eu égard aux multiples éléments de machine en fonctionnement , à la non perfection de la lubrification hydrodynamique et surtout aux phénomènes d'amortissement . Les vibrations amorties sont en générale dues aux forces de friction-fluide et de la friction interne des corps élastiques . Ce qui nous amène à considérer le modèle suivant en nous basant sur le principe fondamental de la dynamique :



GRAPHIQUE 3

où  $x$ : déplacement de la masse  $m$  ,

$k$ : la raideur du ressort ,

$\delta_{st}$ : la flèche statique ,

$c$ : le coefficient d'amortissement

D'après la loi fondamentale de la dynamique , nous avons :

$$+\downarrow \Sigma F = m \cdot a \Rightarrow m \cdot g - k \cdot (\delta_{st} + x) - c \cdot x' - P_m \cdot \sin(\omega t) = m \cdot x''$$

$$\text{or } m \cdot g = k \cdot \delta_{st} ,$$

$$\text{soit } \boxed{m \cdot x'' + c \cdot x' + k \cdot x = P_m \cdot \sin(\omega t)} \quad (1)$$

Alors la solution générale est égale à la solution homogène en plus d'une solution particulière .

.Solution homogène:  $m \cdot x'' + c \cdot x' + k \cdot x = 0$  (2)

Posons  $x = \exp(\alpha t)$

En introduisant  $x$  dans (2) , nous obtenons l'équation caractéristique :

$$\exp(\alpha t) \cdot (m \cdot \alpha^2 + c \cdot \alpha + k) = 0$$

$$\text{d'où } \alpha = c/2m \pm \left( (c/2m)^2 - k/m \right)^{1/2}$$

Définissons le coefficient d'amortissement critique  $C_c$  comme étant la valeur de  $c$  qui rend le radical nul:

$$(C_c/2m)^2 - k/m = 0 \Rightarrow \underline{C_c = 2m \cdot \sqrt{k/m} = 2 \cdot m \cdot p \text{ si nous posons } p = \sqrt{k/m}}$$

où  $p$  est la vitesse angulaire naturelle .

Ainsi il y a trois sortes d'amortissement :

1) fortement amorti:  $c > C_c$

Il y a deux racines réelles différentes  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  (négative). Et la solution générale de l'équation (2) est :

$$x = A \cdot \exp(\alpha_1 t) + B \cdot \exp(\alpha_2 t) ,$$

Alors il n'y a pas de vibration.

2) Amortissement critique:  $c = C_c$

L'équation caractéristique a une solution double :

$$\alpha = -Cc/2m = -2m.p/2m = -p,$$

et la solution générale est :

$$x = (A + B).e^{-pt}$$

Il n'y a pas d'oscillation car nous retournons à l'équilibre dans le temps le plus court sans osciller.

3) Amortissement lent :  $c < Cc$  ,  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  sont des racines complexes conjuguées .

Et la solution générale est :

$$x = e^{-(c/2m).t} . (A.\sin(qt) + B.\cos(qt))$$

où

$$q^2 = k/m - (c/2m)^2$$

$$\text{Or } k/m = p^2 , Cc = 2m.p \Rightarrow q = p.(1 - (c/Cc)^2)^{1/2}$$

$c/Cc$  est le facteur d'amortissement ,

Soit la solution

$$x = x_m.e^{-(c/2m).t} . \sin(qt + \phi)$$

.Solution particulière :

Présumons  $x_{\text{particulier}}$  la solution du régime permanent à savoir :

$$x_{\text{particulier}} = x_m.\sin(\omega t - \phi) \quad (3)$$

En introduisant (3) dans (1) nous obtenons :

$$-m.\omega^2.x_m.\sin(\omega t - \phi) + c.\omega.x_m.\cos(\omega t - \phi) + k.x_m.\sin(\omega t - \phi) = P_m.\sin(\omega t)$$

$$\text{Posons } (\omega t - \phi) = 0 : c.\omega.x_m = P_m.\sin\phi$$

Posons  $(\omega t - \phi) = \pi/2$  :  $(k - m.\omega^2) . x_m = P_m . \sin(\omega t)$

Or  $\sin^2\phi + \cos^2\phi = 1 \Rightarrow [(k - m.\omega^2)^2 + (c.\omega)^2] . x_m^2 = (P_m)^2$

et

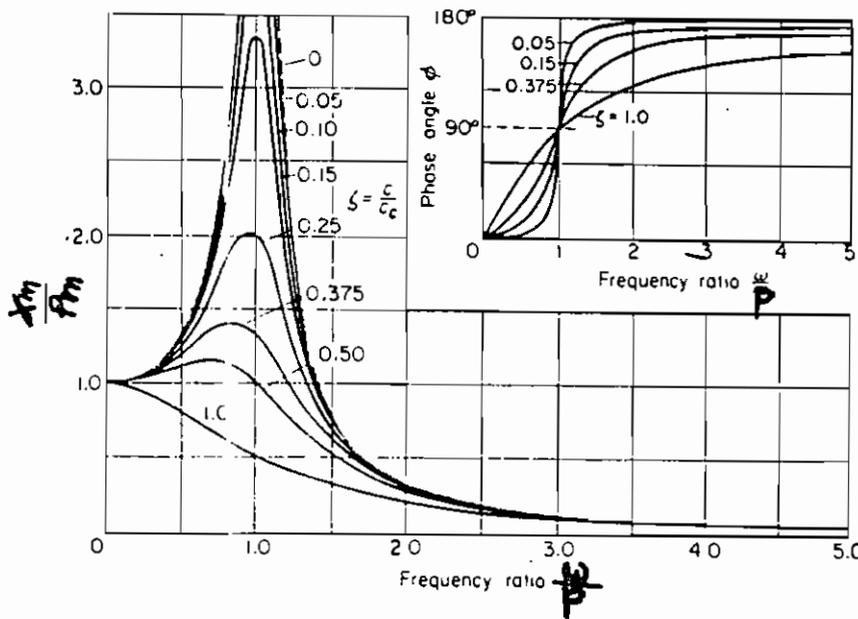
$$x_m = P_m / [(k - m.\omega^2)^2 + (c.\omega)^2]^{1/2}$$

$$\text{tg}\phi = c.\omega / (k - m.\omega^2)$$

$$x_m / (P_m/k) = x_m / \delta m = 1 / ([1 - (\omega/p)^2]^2 + [2 \cdot (c/Cc) \cdot (\omega/p)]^2)^{1/2}$$

$$\text{et } \text{tg}\phi = 2 \cdot (c/Cc) \cdot (\omega/p) / [1 - (\omega/p)^2]$$

Soit la courbe :



GRAPHIQUE 4

Ainsi nous voyons que les vibrations sont maximales quand  $(\omega/p)$

tend vers 1 , c'est-à-dire quand le corps vibre à sa fréquence naturelle.

## 1.2 - Analyses mathématique et fréquentielle :

D'une façon générale , dans les machines tournantes , la signature de la machine a tendance à suivre une certaine périodicité quand bien même cette dernière peut être très complexe. C'est la raison pour laquelle , à partir des séries de FOURIER , nous pourrions décomposer ce signal en une somme de signaux sinusoïdaux .En effet le mathématicien FOURIER (1768-1830) a montré que si  $x(t)$  est une fonction périodique de période  $\tau$  c'est-à-dire  $x(t+\tau) = x(t)$  , alors :

$$x(t) = a_0/2 + a_1 \cdot \cos(w_1 t) + a_2 \cdot \cos(w_2 t) + \dots + b_1 \cdot \sin(w_1 t) + b_2 \cdot \sin(w_2 t) + \dots$$

où  $w_1 = 2\pi/\tau$  ,  $w_n = n \cdot w_1$  sont des multiples de la fréquence fondamentale  $f = 1/\tau$  ,

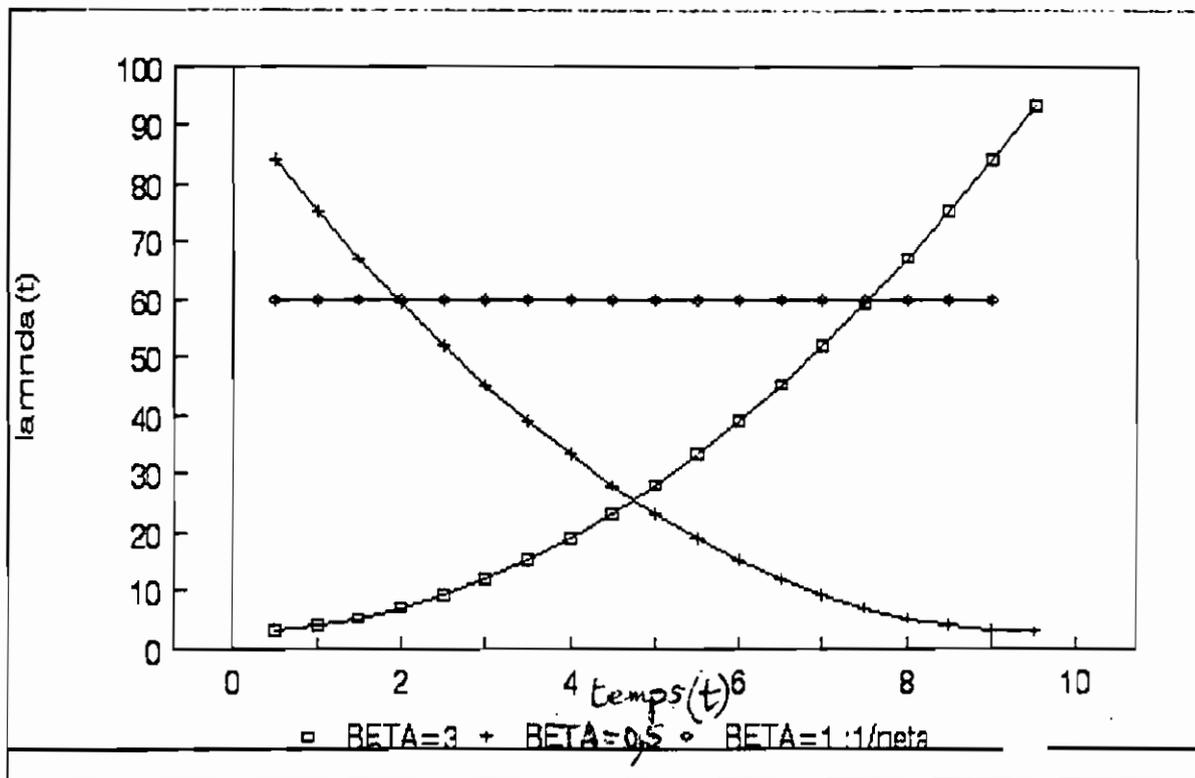
et :

$$a_n = 2/\tau \int_{-\tau/2}^{\tau/2} x(t) \cdot \cos(w_n t) dt , \quad b_n = 2/\tau \int_{-\tau/2}^{\tau/2} x(t) \cdot \sin(w_n t) dt$$

Les  $a_n$  et  $b_n$  sont obtenues grâce aux propriétés de perpendicularité des fonctions  $1$  ,  $\cos(x)$  ,  $\cos(2x)$  ,  $\cos(3x)$  , ...

$$\text{D'autre part } \cos(w_n t) = 1/2 * (\exp(iw_n t) + \exp(-iw_n t))$$

$$\text{et } \sin(w_n t) = -i/2 * (\exp(iw_n t) - \exp(-iw_n t))$$



GRAPHIQUE 6

Et en comparant le graphique 5 au graphique 6 , nous voyons que nous serions en mesure de localiser nos machines dans la courbe en baignoire suivant leurs  $\beta$  .

#### II.1.2. Détermination des paramètres de la loi de WEIBULL :

Il existe deux méthodes pour l'estimation des paramètres de la loi de Weibull  $(\beta, \theta, \Omega)$  . La première est déterminé entièrement par le calcul et fait intervenir des équations différentielles difficiles à résoudre.C'est la raison pour laquelle elle est peu utilisée . L'autre méthode est graphique ; elle utilise un papier à échelle fonctionnelle dit papier de Weibull ou graphique "d'Allen

$$x_t = a_0/2 + \sum_{x=1}^{+\infty} [c_n \cdot \exp(iw_n t) + c_n \cdot \exp(-iw_n t)] = \sum_{x=-\infty}^{+\infty} c_n \cdot \exp(iw_n t) t$$

$$c_0 = a_0/2, c_n = (a_n - i \cdot b_n)/2 = 1/\tau \int_{-\tau/2}^{\tau/2} x(t) \cdot (\cos(w_n t) - i \cdot \sin(w_n t)) \cdot dt$$

$$\Rightarrow c_n = 1/\tau \int_{-\tau/2}^{\tau/2} x(t) \cdot \exp(-i \cdot w_n t) \cdot dt = 1/\tau \int_{-\tau/2}^{\tau/2} x(t) \cdot \exp(i \cdot 2\pi \cdot f_n \cdot t) \cdot dt$$

Cependant lorsque les transformées de fourier sont exprimées en termes de  $w$  au lieu de  $f$ , le facteur  $(1/2\pi)$  est introduit dans l'équation de  $x(t)$ . Ainsi si à  $x(t)$ , une fonction du temps possédant certaines propriétés, on lui associe  $X(f)$  une fonction dépendant de la fréquence de manière que :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-2\pi i f t} \cdot dt \Leftrightarrow X(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i w t} \cdot dt$$

$$\text{et } x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{+2\pi i f t} \cdot df = 1/2\pi \int_{-\infty}^{+\infty} X(w) \cdot e^{+i w t} \cdot dw$$

Nous voyons que le signal peut s'écrire sous la forme :

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left( \int_{-\infty}^{+\infty} x(\mu) e^{-2\pi i f \mu} \cdot d\mu \right) \cdot e^{+2\pi i f t} \cdot df$$

qui se rapproche de l'expression du développement en série de fourier d'une fonction périodique. Ce qui nous permettrait de généraliser les résultats ci-dessus au cas des fonctions

périodiques.

Ainsi nous voyons que l'avantage majeur de l'écriture de la fonction  $x(t)$  en deux expressions liées  $x(t) \leftrightarrow X(f)$ , réside dans la représentation qu'elle permet. Le signal temporel  $x(t)$  apparaît en tout  $t$  comme la valeur de l'intégrale de  $x$  par rapport à la fréquence ; la courbe  $x(t)$  correspond à l'image projetée sur l'axe des temps de la surface sous la courbe  $X(f)$ . Ce qui nous amènerait à définir la terminologie des vibrations:

-la moyenne de l'amplitude de déplacement  $x(t)$  est donnée par:

$$x_m = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \cdot dt$$

-le carré de l'amplitude de déplacement  $x(t)$  est généralement associé à l'énergie de la vibration pour laquelle la racine carrée de la valeur est une mesure :

$$x_m^2 = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \int_0^{\tau} x^2(t) \cdot dt$$

The root mean square (rms) est la racine carrée du carré de la valeur moyenne :

$$rms = \sqrt{x_m^2}$$

Et les vibrations sont unanimement mesurées en rms meters .

Le décibel est une unité de mesure permettant d'évaluer le niveau sonore de la vibration :

$Db=20\log(x_1/x_2)$  où  $(x_1/x_2)$  est le gain en déplacement entre  $x_1$  et  $x_2$ .

Par ailleurs rappelons que le théorème de PARSEVAL est un outil important pour convertir l'intégration du signal temporel en une intégration fréquentielle . En effet si  $X_1(f)$  et  $X_2(f)$  sont les transformées de fourier des fonctions temporelles  $x_1(t)$  et  $x_2(t)$  respectivement , le théorème de PARSEVAL nous dit que :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x_1(t) \cdot x_2(t) \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} X_1(f) \cdot X_2^*(f) \cdot df = \int_{-\infty}^{+\infty} X_1^*(f) \cdot X_2(f) \cdot df$$

où  $X^*$  est le conjugué de  $X$ ,

car :

$$x_1(t) \cdot x_2(t) = x_2(t) \cdot \int_{-\infty}^{+\infty} X_1(f) \cdot e^{i \cdot 2\pi f t} \cdot df \quad (\text{d'après les propriétés des transformées de fourier})$$

$$\Rightarrow \int_{-\infty}^{+\infty} x_1(t) \cdot x_2(t) \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x_2(t) \int_{-\infty}^{+\infty} X_1(f) \cdot e^{i \cdot 2\pi f t} \cdot df \cdot dt$$

$$= \int_{-\infty}^{+\infty} X_1(f) \left[ \int_{-\infty}^{+\infty} x_2(t) \cdot e^{i \cdot 2\pi f t} \cdot dt \right] \cdot df = \int_{-\infty}^{+\infty} X_1(f) \cdot X_2^*(f) \cdot df$$

Et si  $x_2(t) = x_1(t) = x(t)$  , nous avons :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x^2(t) \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |X(f)|^2 \cdot df$$

Ce qui voudrait dire que l'énergie du signal est indépendante du mode de représentation : l'énergie contenue dans le signal temporel est égale à l'énergie contenue dans la représentation fréquentielle.

On appelle spectre un graphique dont l'axe des abscisses représente une échelle de fréquence.

On distingue :

- les spectres d'amplitude où on porte en ordonnée le module de  $X(f)$ ,

- les spectres de phase , d'énergie et de puissance.

Cependant nous rappelons que toute fonction continue en théorie doit être discrétisée en pratique. C'est la raison pour laquelle les séries FFT(Fast Fourier Transform) ont été développées par J.W. Tukey en 1965 eu égard à leur grande vitesse de convergence . Ces séries FFT constituent la base de la construction de l'analyseur de vibration 2515 de Brüel & Kjør . Ainsi le "theoretical background" de ces séries conduisant à un algorithme est exposé en annexe A .

**SUIVI INDIVIDUALISE DES POMPES**

**ELEVATRICES**

II.1. Etat mécanique des pompes :

II.1.1. La courbe en baignoire :

Pour choisir une politique de maintenance efficace , il importe de comprendre les phénomènes de défaillance ou de dégradation des matériels . C'est la raison pour laquelle les défaillances ont été classifiées en deux catégories :

\*les défaillances catalectiques :

Elle sont appelées "casses" dans les entreprises en ce sens qu'elles sont complètes et soudaines : c'est par exemple la rupture brusque d'une pièce mécanique . Dans ce cas , il est difficile d'observer le mécanisme de la dégradation . Au demeurant il serait utopique de vouloir mettre en place une maintenance conditionnelle.

\*les défaillances par dérives :

Dans ce cas nous voyons progresser la dégradation : ce sont les phénomènes d'usure en mécanique , l'augmentation du frottement . Ainsi , eu égard à son effet progressif , ce type de défaillance pourrait être suivi par les techniques de surveillance utilisées en maintenance conditionnelle .

D'autre part , il a été constaté , d'après le livre de P.LYONNET intitulé LA MAINTENANCE , que ces défaillances ont une probabilité d'apparition plus ou moins grande tout au long de la vie d'un

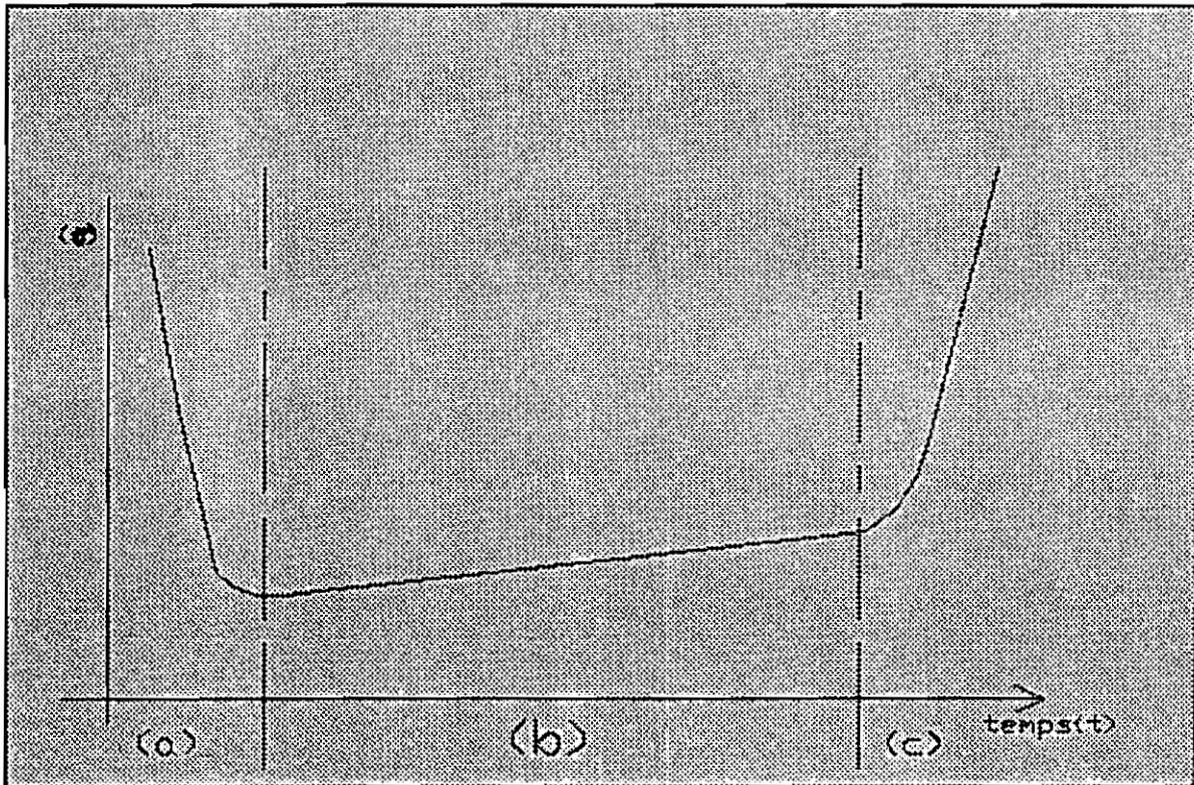
matériel . Ainsi on distingue trois grandes périodes :

-les défaillances de jeunesse : caractérisées par un taux de défaillance décroissant en fonction du temps .

-les défaillances de maturité : à taux de défaillance sensiblement constant .

-les défaillances de vieillesse : avec un taux de défaillance croissant (période d'usure).

Si nous désignons par  $\sigma(t)$  la probabilité d'avoir une défaillance du système ou de l'élément entre les instants  $t$  et  $(t+dt)$  à condition que le système ait vécu jusqu'à  $t$  , nous avons la courbe en baignoire suivante :



GRAPHIQUE 5

Nous voyons que la zone (a) correspond à la période de jeunesse tandis que les zones (b) et (c) correspondent respectivement aux périodes de maturité et de vieillesse .

Par ailleurs , en ce qui concerne la loi suivie par les machines rotatives comme les pompes , nous pouvons adopter sans nous tromper la loi de WEIBULL de paramètres  $\beta$  ,  $\theta$  ,  $\Omega$  . Car celle-ci regroupe les différents modèles de fiabilité . Par exemple pour  $\Omega=0$  et  $\beta=1$  , nous retrouvons la loi exponentielles ; pour  $\beta \geq 3$  , nous rapprochons d'une loi normale , et ceci est d'autant plus vrai que  $\beta$  est grand.

Pour une loi de Weibull , la fonction de fiabilité est :

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp(-[(t-\Omega)/\theta]^\beta)$$

où  $F(t)$  est la fonction de répartition ,  
d'où le taux de défaillance :

$$\sigma(t) = f(t)/R(t) = (\beta/\theta) * [(t-\Omega)/\theta]^{\beta-1}$$

Soit l'allure :

Plait" . Cette méthode est la plus utilisée . Mais elle n'est pas praticable dans le cas où  $\Omega$  est différent de zéro en ce sens que les corrections à faire pour pouvoir lire les paramètres de Weibull sont nombreuses (voire fastidieuses) . C'est ainsi que le rapporteur a jugé nécessaire de faire un programme en TURBO pour l'estimation de ces paramètres corrélativement à la méthode du graphique de Weibull .

Cette dernière est basée sur la méthode du graphique de la régression linéaire à partir des t.b.f.(temps de bon fonctionnement).Cependant il a été noté à travers la littérature,que le seul programme disponible est effectué sous l'hypothèse d'un  $\Omega$  égale à zéro .

Ainsi en nous inspirant du programme en basic dans le livre de P.Lyonnet intitulé "La maintenance , mathématiques et méthodes",nous avons établi un programme en TURBO nous permettant de faire les corrections requises pour l'obtention d'un bon coefficient de corrélation ( $\geq .85$ ).

La démarche consiste à faire un test sur le coefficient de corrélation ( $\geq .85$ ) . Si ce dernier n'est pas satisfait , nous calculons  $\Omega$  (voir annexe B) pour faire la correction :

$t'=t-\Omega$  où  $t'$  correspond au nouveau temps et  $t$ ,l'ancien temps de bon fonctionnement obtenu à partir de l'historique de la machine (voir annexe C).

Et nous effectuons ces corrections jusqu'à avoir un bon coefficient de corrélation ( $\geq .85$ ) pour enfin en déduire les paramètres de Weibull( $\beta,\theta,\Omega$ ).Le programme correspondant est

en annexe D .

Ce programme estime non seulement les paramètres  $\beta$ ,  $\theta$  et  $\Omega$  mais aussi calcule , suivant les temps de bon fonctionnement saisis (T.B.F.) , la M.T.B.F. c'est-à-dire la moyenne des temps de bon fonctionnement (mean time before failure) et la fiabilité correspondante.

Ainsi comme nous l'avons déjà souligné dans la rubrique II.1.1 , nous pouvons localiser nos machines sur la courbe en baignoire suivant leurs paramètres  $\beta$  :

MACHINES	PEL11	PEL12	PEL13	PEL21	PEL22	PEL23	PEL31	PEL32
coef. de corr. r	0.873	0.837	0.985	0.986	0.963	0.984	0.978	
BETA	0.534	0.571	0.519	1.178	1.387	1.059	1.168	
NETA	23733	17650	20693	4979	4982	4527	4337	
GAMMA	79981	244	834	118	-31	240	7458	
M.T.B.F. calcule	3735.65	6503.69	7626.84	2310.96	2485.82	2005.86	2005.6	
R(M.T.B.F.)	26 %	27 %	25 %	39 %	42 %	38 %	39 %	
M.T.B.F. à R=75 %	500	450	375	850	1100	625	725	
M.T.B.F. actuel	3000	3000	4200	4200	4200	4200	4200	
R(M.T.B.F. actuel)	47 %	43 %	37 %	39 %	16 %	12 %	11 %	
PERIODE	JEUNESSE	JEUNESSE	JEUNESSE	MATURITE	VIEILLESSE	MATURITE	MATURITE	

TABLEAU 1

La M.T.B.F. à R=75% signifie que nous nous fixons un seuil de 25% de "correctif résiduel" c'est-à-dire 25% de pannes qui surviennent en moyenne avant l'intervention préventive.

Pour la pompe PEL32 , son dossier-machine n'a pas été renseigné pour l'année 1990. Cependant comme elle a été montée en même temps que la PEL32 en 1974 , nous pourrions prendre les mêmes données.

### II.1.3. COMPORTEMENT DES MACHINES EN SERVICE (voir tableau 1)

Il semblerait paradoxal de voir les pompes élévatrices PEL11 , PEL12 et PEL13 se caractériser par une période de jeunesse . Car ces dernières ont été installées depuis le premier juin 1960 . Ceci pourrait s'expliquer par le fait que les historiques ne sont disponibles qu'à partir de l'année 1986 . Ce qui voudrait dire que nous aurions tendance à oublier l'historique même de la machine eu égard à sa date d'installation . Mais face à des remplacements de pièces d'importance capitale telles que l'arbre de la pompe et le moteur électrique , nous considérons là que nous assistons à un quasi-renouvellement de la pompe . Par exemple le moteur électrique de la PEL11 est remplacé en janvier 1991 . Et par conséquent nous pouvons nous attendre à des défaillances complètes et soudaines dont nous ne maîtrisons pas les mécanismes.

Contrairement au matériel électronique qui montre une longue phase de vie à taux de défaillance constant , le matériel électromécanique en particulier la pompe , de par les phénomènes d'usure , ne montre pas de palier dans la courbe en "baignoire". C'est la raison pour laquelle nous avons mis les pompes PEL21, PEL23 et PEL31 dans la période de maturité en ce sens que leurs  $\beta$  sont très proches de l'unité par valeurs supérieures ( $\leq 1.2$ ).

Pour la pompe PEL22 , nous avons un  $\beta$  qui est de loin supérieur à l'unité ( $\geq 1.3$ ). C'est la raison pour laquelle nous l'avons classée dans la période de vieillesse . C'est-à-dire que nous devrions nous

attendre à une croissance du taux de défaillance .

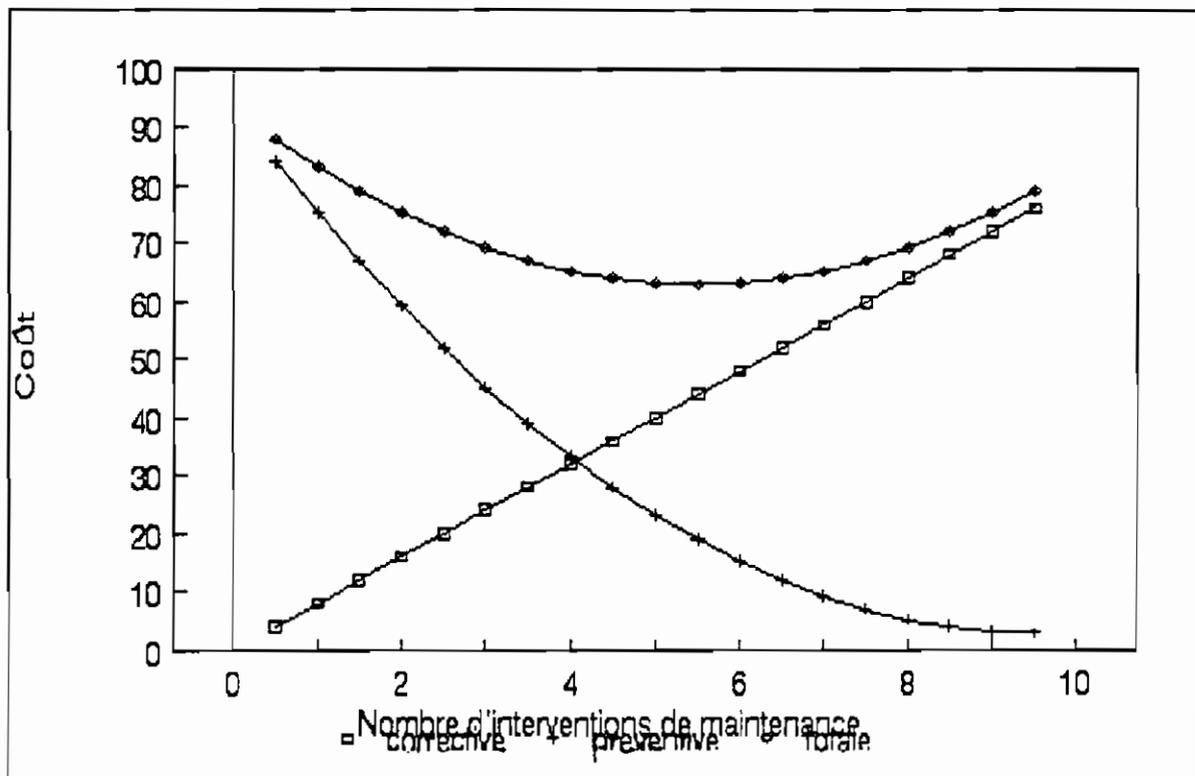
## II.2. Analyse critique de la méthode existante:

En examinant le tableau 1, nous voyons que les M.T.B.F. actuelles sont approximées d'une façon grossière . Même si nous acceptons 25% de "correctif résiduel" nous remarquerions que les M.T.B.F. correspondantes sont de loin inférieures aux M.T.B.F. actuelles . Ce qui s'explique par leurs fiabilités qui varient entre 11 et 47% . Autrement dit c'est comme si actuellement nous acceptons des taux de "correctif résiduel" allant de 53 à 89% . Ce qui est confirmé par une consultation sur la G.M.A.O (Gestion de la Maintenance Assistée par Ordinateur ) effectuée par le rapporteur . Les résultats de la dite consultation sont consignés sur le tableau suivant :

MACHINES	ANNEE	CORRECTIF(F)	PREVENTIF(F)	PROCESS(F)	USURE(H)	TOTAL(F)	COUT/Hres
PEL11	1991	90971			5974	90971	15.228
	1990	2464724		16110		2480834	
PEL12	1991	52400			6507	58907	8.053
	1990	935545	144093			1079638	
PEL13	1991	5097	45928		590	51025	86.483
	1990	365711		3701		369412	
PEL21	1991	25000	46000		4114	71000	17.25
	1990	500374		18030		518404	
PEL22	1991	28000		46000	5057	74000	14.63
	1990	1402115		441138		1843253	
PEL23	1991	29000	236000		3568	265000	74.27
	1990	1827147		471056		2298203	
PEL31	1991	11000	185000		3932	196000	49.84
	1990	1963000		1320000		3283000	
PEL32	1991	29739	45928		5628	75667	13.445
	1990	1019000	28000	12000		1059000	
SOMME		10748823	730949	2328035		13814314	
POURCENTAGE		77.81 %	5.29 %	16.9 %			

TABLEAU 2

Ainsi tout porte à croire que nous faisons plus de correctif que de préventif . D'après le tableau 2 , nous pratiquons seulement 6% de préventif . Ce qui n'est surtout pas suffisant pour répondre aux aspects économiques de la maintenance . Car les M.T.B.F. ont été mal estimées dès le départ . Ainsi pour avoir une maintenance efficiente , il faut trouver l'optimum économique du niveau de préventif à mettre en oeuvre :



GRAPHIQUE 7

Cette méthode ne pourra pas être exploitée actuellement car la G.M.A.O. n'est renseignée que pour les années 1990 et 1991 . Toutefois elle pourrait être envisagée à l'avenir une fois que les données historiques deviendront représentatives ; d'où l'importance même de ce gros système pour les travaux d'optimisation basés sur

les historques .

Alors quelle solution adoptée face à des M.T.B.F. (à R=75%) très faibles (350 à 1100 heures de marche) qui entrainerait une fréquence accrue d'intervention ? La réponse pourrait être la maintenance conditionnelle qui est une forme évoluée de préventif mettant ainsi le matériel "sous surveillance continue" . C'est ce que nous tenterons d'étudier dans le chapitre suivant .

### CHAPITRE 3 :

#### **SURVEILLANCE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES**

Les vibrations ont toujours été les signes précurseurs d'une défaillance sur les pompes élévatrices de la centrale thermique de cap des biches (C3) . Seulement la machine PHILIPS utilisée ne nous donne que la valeur de la vibration globale qui est insuffisante pour l'analyse et la prédiction des défaillances . C'est ainsi que la C3 s'est dotée de l'analyseur 2515 de la société danoise B&K . Cet analyseur , après chargement , est connecté à un logiciel de traitement de données . Ce logiciel d'application type 7616 de B&K est conçu pour aider l'ingénieur de maintenance à coordonner la surveillance des vibrations effectuée par l'équipe de maintenance avec un ou plusieurs analyseurs de vibration type 2515 . Le "7616" organise la collection des données de vibration et indique tout changement du spectre de vibration . Un tracé tri-dimensionnel montre l'évolution des vibrations sur plusieurs spectres simultanément , et grâce à l'analyse de tendance de l'augmentation des vibrations , l'ingénieur de maintenance pourrait prévoir les dates de maintenance bien avant qu'une panne intervienne .

#### III.1. Manipulation sur le système B&K :

##### III.1.1. Description générale du système B&K :

L'analyseur de vibration type 2515 est portable et alimenté par batteries ; il est conçu pour l'investigation des problèmes de vibration et la surveillance régulière des machines .

Cet analyseur est lié à la machine par l'intermédiaire d'une sonde au bout de laquelle se monte un accéléromètre . Ce dernier fonctionne à partir de la mise à profit du cisaillement d'un matériau composite et de son effet induit moyennant la fameuse loi de LENTZ : "tout circuit traversé par un flux magnétique variable dans le temps est le siège d'une tension à ses bornes". Ce matériau est constitué essentiellement du quartz et d'autres composants tels que le barium , le zirconate et le métaborate .

Ainsi le signal fourni par l'accéléromètre piézoélectrique est traité par des transformations électroniques (filtres, ampli,...) pour donner la décomposition spectrale de la vibration au point considéré .

Après avoir effectué les mesures sur le terrain , l'opérateur de maintenance les décharge sur l'ordinateur où se trouve le logiciel 7616 .

### III.1.2. Création de machines et de points de mesure:

C'est à partir du logiciel 7616 que nous définissons les machines à étudier . Ce qui correspond à un répertoire dans le langage informatique . Puis à partir de ce répertoire (machine) nous définissons les points de mesure sur la machine qui constituent alors les sous-répertoires . Ainsi nous aurions des fichiers à l'intérieur des sous-répertoires qui correspondent aux différentes mesures effectuées à un point donné . Par exemple nous

avons la machine PEL21 qui a six (6) points de mesure : H21 , H22 , H31 , H32 , V11 et V12 où :

-PEL21 est la première(1) pompe élévatrice de la tranche à vapeur numéro 2 ,

-H21 : premier (1) point de mesure du plan horizontal (H) deux (2) de la pompe élévatrice . Le premier plan se trouve au niveau du rotor de la pompe , le deuxième plan au niveau du palier supérieur et le troisième plan sur le roulement du moteur électrique .

-H22 : deuxième (2) point de mesure du plan horizontal (2) ,

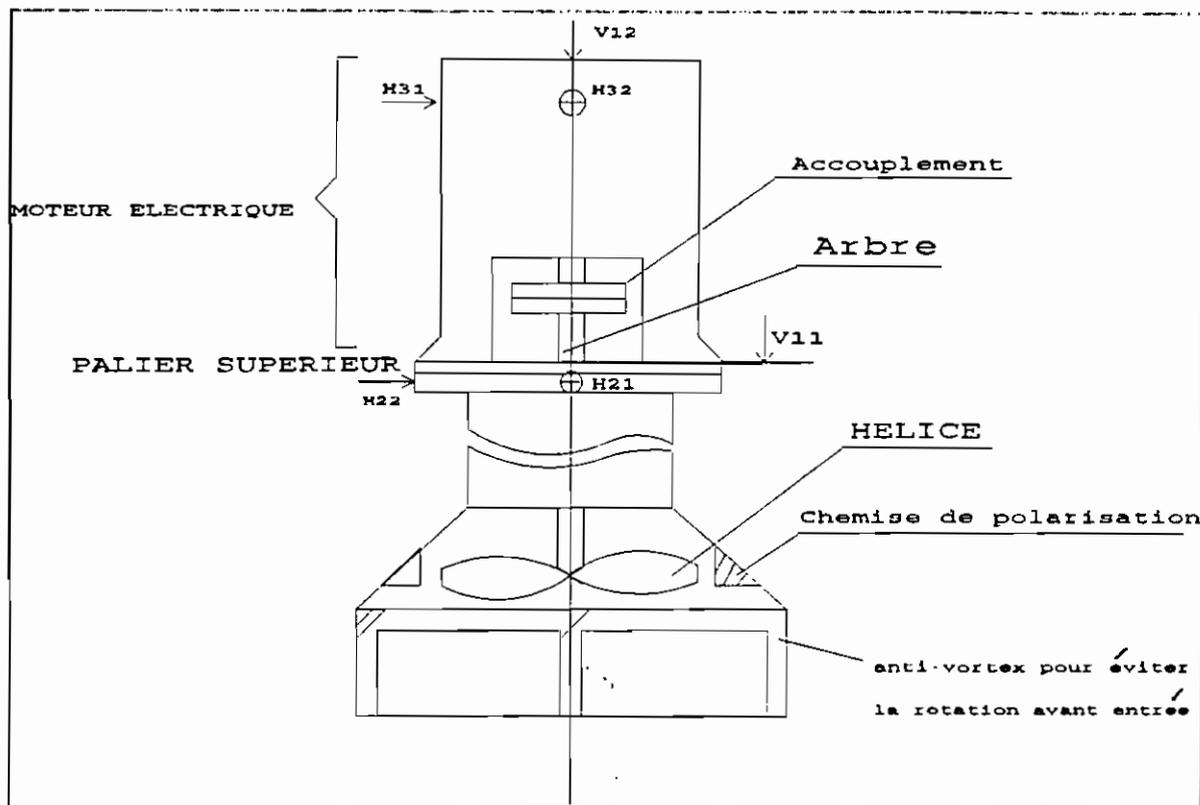
-H31 : premier (1) point de mesure du plan horizontal (3) ,

-H32 : deuxième (2) point de mesure du plan horizontal (3) ,

-V11 : point de mesure pris verticalement (V) sur le plan deux (2=1+1) ,

-V12 : point de mesure pris verticalement (V) sur le plan trois (3=1+2) ,

Soit le schéma suivant :



GRAPHIQUE 8

III.1.3. Itinéraire : chargement et déchargement du 2515

Avant d'aller faire une campagne de mesure , l'ingénieur de maintenance doit d'abord définir un itinéraire du travail à effectuer (job) à partir du 7616 . L'exécution de cet itinéraire consiste à charger dans le 2515 , à partir du 7616 , les spectres de référence correspondants aux points définis dans le job : c'est le chargement de l'analyseur 2515 .

Après avoir pris toutes les mesures prescrites dans le job sur le terrain , nous transférons ces mesures du 2515 au 7616 :c'est le déchargement du 2515 .

Par ailleurs nous notons que c'est une interface IEEE qui sert

à transférer les mesures faites avec le 2515 vers le 7616 .

### III.2. Diagnostic vibratoire des machines :

Nous pouvons remarquer qu'il existe deux grands types de vibrations :

-les vibrations synchrones : elles sont multiples ou sous multiples de la fréquence de rotation , ce sont les divers harmoniques de cette fréquence ; ce qui se caractériserait en pratique par un balourd qui aura tendance à déséquilibrer le rotor ,

-les vibrations asynchrones : elles se produisent à des fréquences autres que celles liées à la vitesse de rotation , elles peuvent être des fréquences propres de divers éléments identifiables tels que pour notre cas les bagues extérieure et intérieure du roulement , la bille même du roulement et le palier lisse inférieur .

Ainsi une modification dans le temps de certaines des fréquences d'un spectre est signe d'un défaut . C'est la raison pour laquelle notre démarche consisterait à calculer les fréquences de défaut (voire les fréquences propres) des différents éléments de la structure de la pompe . Ce qui nous permettrait , par le biais des spectres pris par le 2515 et déchargés sur le 7616 , de localiser les éléments de machine en défaillance . Ce qui se traduirait à une augmentation accrue de la vibration à la fréquence de défaut . Donc la tendance de la fréquence de l'état normal à celui de défaut se

fait par une augmentation de l'amplitude des vibrations .

### III.2.1. Calcul des fréquences de défaut du roulement :

Il est possible de calculer la vitesse de rotation de la cage en considérant le roulement comme un train épicycloïdal . Pour notre cas , le montage montre que la bague extérieure est immobile et la bague intérieure mobile eu égard aux ajustements respectifs . D'après les documents fournis par la société B&K (voir annexe E), nous avons la vitesse de la cage par rapport à la bague extérieure qui est égale à :

$$f_c(\text{Hz})=0.5*fr*(1-(BD/PD)*\cos\beta) \text{ où :}$$

fr=vitesse relative en tours/s entre

les pistes interne et externe,

BD=diamètre moyenne du rouleau,

PD=diamètre moyen du roulement,

$\beta$ =angle de contact du rouleau,

pour n rouleaux , nous avons :

$$f_{BE}(\text{Hz})=0.5*n*fr*(1-(BD/PD)*\cos\beta)$$

De même , la fréquence d'impact pour un défaut sur la piste interne est donnée par:

$$f_{BI}(\text{Hz})=0.5*n*fr*(1+(BD/PD)*\cos\beta)$$

Et la fréquence d'impact pour un défaut sur le rouleau est donnée par :

$$f_r(\text{Hz}) = (PD/BD) * ir * (1 - [(BD/PD) * \cos\beta]^2)$$

D'après les hypothèses de départ à savoir l'assimilation du roulement à un train épicycloïdal , nous nous attendons à des valeurs pratiques moindres que celles calculées ci-dessus . En effet selon cette hypothèse la liaison se fait par obstacle tandis que réellement la liaison s'effectue par frottement , d'où le glissement qui entraîne l'atténuation de la fréquence de vibration .

Au niveau de l'appontement nous avons deux roulements à rouleaux cylindriques de dimensions différentes suivant la pompe de la tranche . Ainsi les roulements de la 301 et de la 302 , ayant les mêmes dimensions , sont plus petits que ceux de la 303 qui ont un diamètre intérieur plus grand .

\* Cas des tranches 301/302 :

Nous avons un roulement à rouleaux cylindriques à deux rangées de billes . Les dimensions caractéristiques sont déterminées au niveau du magasin des pièces de rechange à l'aide d'un calibre à coulisse et des relations dans le triangle rectangle.

Nous obtenons :

$$BD = 26.7 \text{ mm}$$

$$n = 14 * 2 = 28 \text{ rouleaux}$$

$$PD = 136.3 \text{ mm}$$

$$\beta = 22.46^\circ$$

$$\text{et } fr = n/60 = 575/60 = 9.583 \text{ Hz}$$

d'où :

$$f_{BE} = 109.874 \text{ Hz} = 9.508 \text{ kCPM} ;$$

$$f_{BI} = 158.45 \text{ Hz} = 6.592 \text{ kCPM} ;$$

et  $f_r = 447.317 \text{ Hz} = 5.678 \text{ kCPM}$  .

\* Cas de la tranche 303 :

Les dimensions caractéristiques changent et nous avons :

$BD = 31 \text{ mm}$  ;  $PD = 170 \text{ mm}$  ;  $n = 2 \cdot 15 = 30$  rouleaux

$B = 22.77^\circ$  et  $f_r = n/60 = 575/60 = 9.583 \text{ Hz}$

d'où :

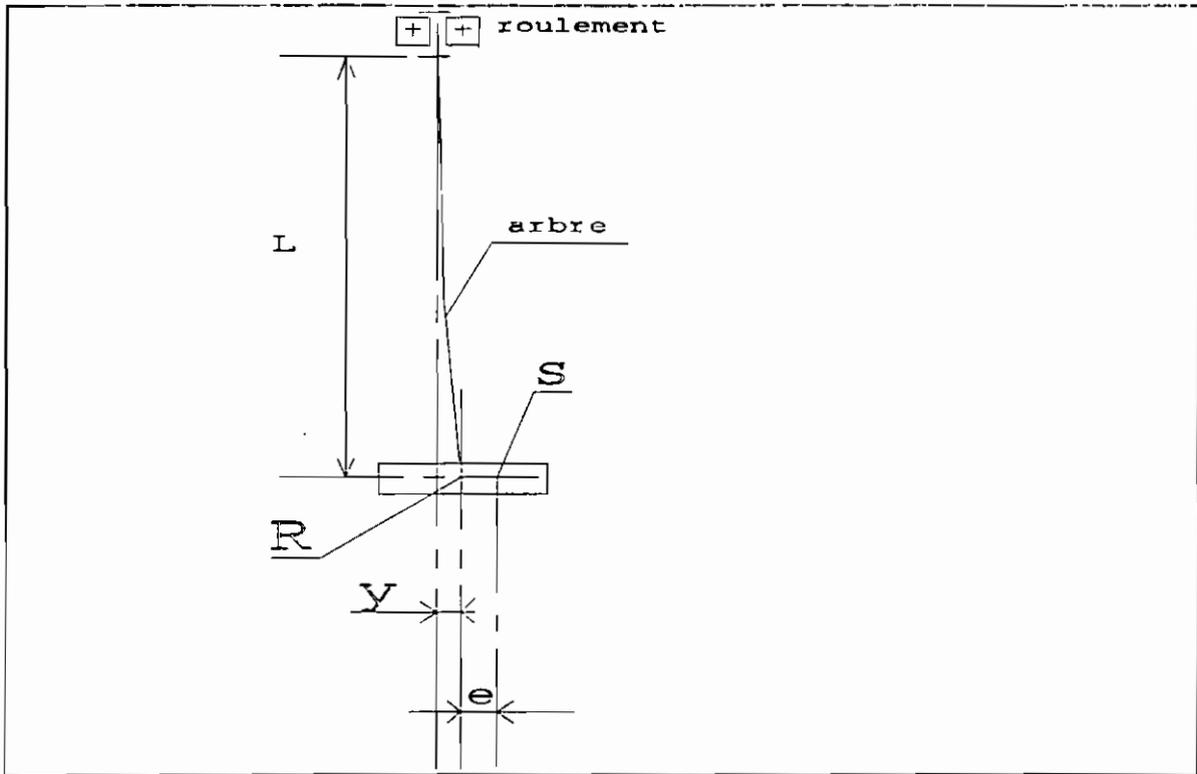
$f_{BE} = 7174.78 \text{ CPM} = 119.6 \text{ Hz}$  ;

$f_{BI} = 10 \text{ kCPM} = 167.92 \text{ Hz}$  ;

et  $f_R = 3 \text{ kCPM} = 51 \text{ Hz}$ .

### III.2.2. Calcul de la vitesse critique de l'arbre :

Quand l'arbre de la pompe tourne , il pourrait être soumis à des contraintes de flexion occasionnées souvent par un ballourd au niveau du rotor . Ainsi en considérant la seule liaison rigide (palier du roulement) , nous avons le modèle suivant :



GRAPHIQUE 9

Présumons que la roue soit de masse ( $m$ ) et que le centre de gravité  $S$  soit écarté d'une distance ( $e$ ) par rapport à l'axe de l'arbre . La force centrifuge engendrée par la rotation provoque une flexion de longueur ( $y$ ) dans le sens de ( $e$ ) , de sorte que la distance totale entre le centre de gravité et l'axe de rotation est ( $y+e$ ) . La force centrifuge est alors :

$$F = m.(y+e).w^2 \quad (1)$$

où  $w$  est la vitesse angulaire de rotation .

Cette force est proportionnelle à la déformation :

$$F = \alpha.y$$

où  $\alpha$  est une grandeur constante pour le genre de charge et d'appui de l'arbre donné .

$$(1) \text{ et } (2) \Rightarrow m.(y+e).w^2 = \alpha.y$$

$$\text{d'où } y = (m.e.w^2)/(\alpha-m.w^2)$$

Si  $w$  croît de telle manière que le dénominateur devient nul ,  
c'est-à-dire  $\alpha-m.w^2 = 0$  , tandis que  $w$  atteint la valeur critique:

$$w_{cr} = (\alpha/m)^{1/2} \Rightarrow n_{cr} = (30.w_{cr})/\pi = (30/\pi) * (\alpha/m)^{1/2}$$

D'après la littérature et plus précisément dans le livre de André  
BAZERGUI sur la RESISTANCE DES MATERIAUX (édition corrigée de 1987)  
, dans le tableau 5.2 de la page 108 , nous avons :

$$y = (FL^3)/(3EI)$$

où  $I$  est le moment d'inertie de la section du plan d'application  
de la force  $F$  ,

d'où

$$\alpha = F/y = (3EI)/(L^3) \Rightarrow n_{cr} = (30/\pi) * [(3EI)/(mL^3)]^{1/2}$$

avec  $I = (\pi.R^4)/4$  et  $E$  le module de YOUNG .

\*Cas de l'arbre des pompes des tranches 301/302 :

Le dessin de définition de cet arbre est en annexe F . Le  
matériau utilisé est de l'inox 316L dont le module de young est  
celui de l'acier inoxydable .Ce dernier est évalué à 190 MPa  
d'après le livre d'ELEMENT DE MACHINE de messieurs VINET  
et DROUIN .

Le rayon de l'arbre à la section considérée est  $R = 32.5$  mm.

$$\text{D'où } I = (\pi.R^4)/4 = 876241.10^{-12} \text{ m}^4 ,$$

$$L = 100 + 240 + 240 + 2824 + 413 = 3817 \text{ mm} = 3.817 \text{ m} ,$$

$$\Rightarrow \alpha = (3EI)/L^3 = 8981$$

et avec  $m = 80$  kg , nous avons :

$$\underline{n_{cr} = 101 \text{ CPM}}$$

\*Cas de l'arbre des pompes de la tranche 303:

Cet arbre est plus robuste que le précédent en ce sens que son rayon R est plus élevé alors qu'ils sont fabriqués à partir du même matériau . Ainsi d'une manière analogue , nous avons avec R = 60 mm:

$$I = 10178760 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4 ,$$

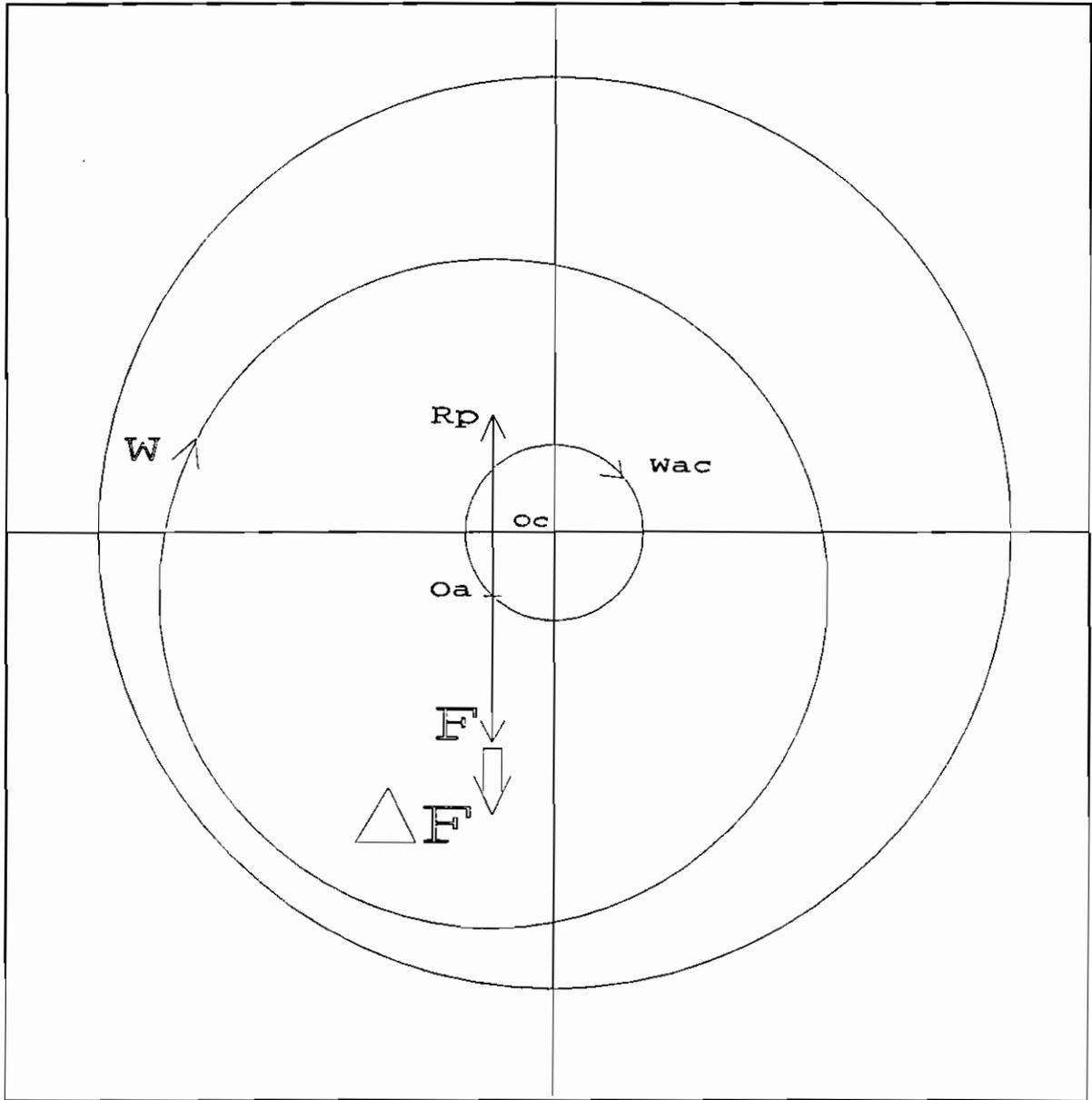
$$\alpha = 104329$$

$$\text{et } \underline{n_{cr} = 345 \text{ CPM.}}$$

III.2.3. Analyse de l'instabilité du palier inférieur :

Après avoir analysé les différentes fréquences alarmantes du roulement , de l'arbre et du rotor , nous tentons d'étudier une partie non moins importante de la pompe qui est le palier inférieur. En ce sens que ce dernier a toujours été un problème pour les mécaniciens eu égard à la conception des joints V-RING pour empêcher le sable de rentrer dans le palier . Les préparateurs sont même allés jusqu'à concevoir un palier intermédiaire pour remédier aux contraintes de flexion excessives subies par l'arbre de la pompe ; mais cette conception n'est pas encore réalisée pratiquement . Alors il y a lieu d'analyser à fond le comportement de ce palier . C'est ainsi que d'après la littérature à savoir le même livre d'élément de machine de VINET et DROUIN , nous notons que le principal problème des paliers verticaux se résume au phénomène de whirl ( de l'anglais whirl

phenomenous ) . En effet d'après la théorie de la lubrification hydrodynamique , les paliers y sont d'autant plus exposés qu'ils sont moins chargés .Pour comprendre ce phénomène considérons le schéma suivant :



GRAPHIQUE 10

Dans ce palier lisse en régime uniforme , il y a équilibre entre

la réaction  $R_p$  du palier et la force d'appui  $F$  de l'arbre ,  $R_p$  étant la résultante des forces de friction du film fluide . Une augmentation de charge  $\Delta F$  entraîne un accroissement de  $R_p$  , d'où la création de moment autour de  $O_c$  , moment qui tendra à faire tourner le centre  $O_a$  de l'arbre autour de  $O_c$  .

Ainsi si l'accroissement de  $\Delta F$  est dû à une vibration circulaire de l'arbre (défaut d'équilibrage) , la direction de cette force tourne en passant par  $O_a$  , dans le sens de rotation de l'arbre , donc dans le sens du déplacement causé par  $\Delta F$  , les deux effets s'ajoutent et le centre de l'arbre peut être amené à décrire un mouvement de rotation continu autour de  $O_c$  avec une vitesse angulaire  $W_{ac}$  : c'est le phénomène d'instabilité (whirl).

Si  $W_{ac}$  devient égale à  $W/2$  , la vitesse moyenne du coin liquide , égale à  $-W/2$  s'annule , le coin ne "pompe" plus le lubrifiant et la portance s'annule . Un palier supportant une charge tournant dans le même sens que l'arbre à une vitesse  $w/2$  ne peut plus fonctionner en régime hydrodynamique .

Les conséquences des phénomènes d'instabilité sont très graves en ce sens que le palier se retrouve en régime sec alors que la vitesse requiert une lubrification hydrodynamique (vitesse périphérique  $> 0.1$ ) . C'est la raison pour laquelle le constructeur des pompes élévatrices a prévu deux lobes de forme oblong pour limiter les dégâts en ramenant ainsi le palier en un régime onctueux .

Du point de vue de l'analyse vibratoire , l'ingénieur de

maintenance pourrait accuser le phénomène de whirl pour un pic de vibration qui évolue au voisinage de  $W/2$  .

#### III.2.4. Analyse et interprétation des mesures de vibration :

Compte tenu de ces différentes fréquences calculées , de nombreuses interprétations sont effectuées sur les huit pompes élévatrices . L'analyse des mesures se fait au fur et à mesure que la base de données s'enrichit afin de diagnostiquer tous les types de défaillance susceptibles d'affecter le bon fonctionnement de la pompe .

##### III.2.4.1. Analyse des mesures de la pompe PEL21 :

Le mardi 3 avril 1991 , une analyse a été faite au point de mesure H21 . En examinant le spectre à partir de l'analyse 3D , nous avons noté par rapport à la mesure de référence que :

-la première mesure donne une augmentation de 100.8% à la fréquence de  $f_1$  égale à 246 kCPM .

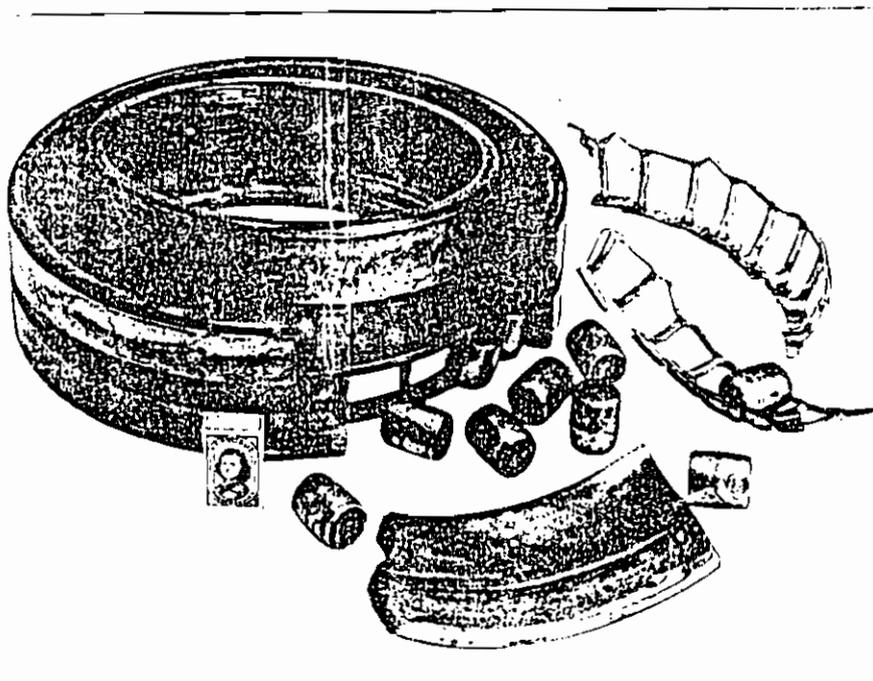
-la deuxième mesure donne une augmentation de 290.4% à la fréquence de  $f_2$  égale à 195 kCPM .

-la troisième mesure donne une augmentation de 578.8% à  $f_3$  égale à 184.2 kCPM .

Nous voyons que la fréquence diminue au fur et à mesure que la vibration augmente pour tendre à la fréquence de défaut égale à 184.2 kCPM . Nous remarquons , suivant notre procédure , que cette

fréquence est environ vingt huit (28) fois plus grande que la fréquence d'impact d'un défaut sur la piste interne du roulement :

$184.2=28*6.592$  . Or nous remarquons d'autre part que ce roulement a deux rangées de rouleaux de quatorze (14) rouleaux chacune montés en quinconce , soit vingt huit rouleaux au total . Ce qui nous pousserait alors à prédire un défaut de la bague intérieure mis en exerque par l'impulsion des rouleaux au point considéré . En effet chaque fois qu'un élément roulant rencontre une discontinuité sur son chemin , une impulsion apparaît . Ces impulsions se répètent suivant les fréquences caractéristiques de roulement . La figure suivante nous montre comment la rupture soudaine d'un roulement pourrait être fatale :



GRAPHIQUE 11

Le mardi 9 avril une analyse de tendance a été effectuée pour prédire la date à partir de laquelle la pompe risquerait de tomber en panne . Les coefficients de corrélation obtenus avec le point H21 n'étant pas fiables ( $r=.312$ ) , les délais préconisés par le 7616 ne peuvent pas être tenus en compte . Pour le point H22 nous avons un bon coefficient de corrélation ( $r=.846$ ) , et le délai suggéré est de soixante deux (62) jours soit le 27 mai 1991 . Les points H31 , H32 , V11 fournissent de mauvais coefficients de corrélation (0.245 , 0.157 , 0.323 ) tandis que V12 donne un très bon coefficient (0.941) . Le délai conseillé pour ce dernier est supérieur à deux ans . Une interprétation logique de ce délai ne peut qu'être liée à la robustesse du moteur électrique d'autant plus que V12 y est positionné .

Un mois plus tard c'est-à-dire le 9 mai 1991 , une analyse 3D a été entreprise suite à de mauvais coefficients de corrélation . Ainsi pour le point H21 qui a été analysé le mardi 3 avril 1991 , nous voyons que la vibration diminue jusqu'à  $313.9 \text{ mm/s}^2$  à la fréquence de 184.2 kCPM . Ce qui pourrait s'expliquer par le développement des discontinuités qui , avec le temps , ont tendance à s'atténuer si toutefois le roulement tient assez longtemps . Tandis que le point H22 nous montre une augmentation brusque de la vibration à la fréquence de 1464 CPM suivant la séquence de -80.55% , -83.95% , -40.71% , -76.09% , 1993% . Et à la fréquence de 2190 CPM , nous avons une vibration de 2935% . Suivant notre procédure , nous avons  $1464 = 2.6*575$  et  $2190 = 3.8*575$  qui peuvent être approximées à quatre fois la fréquence réelle de l'arbre . Car

compte tenu de l'effet d'amortissement , nous avons la fréquence réelle de l'arbre qui est égale à :

$$w_d = w_n * (1 - \phi)^{1/2} \text{ où } w_n \text{ est la vitesse théorique de l'arbre}$$

$w_d$  est la vitesse réelle de l'arbre

$\phi$  est le coefficient d'amortissement .

Et c'est eu égard au principe de lubrification hydrodynamique (voir GRAPHIQUE 10) que la symétrie entre les points H21 et H22 n'est pas respectée . Le nombre quatre pourrait se justifier par le nombre de pâles de l'hélice . Et nous pouvons interpréter ces vibrations comme le résultat d'un balourd sur chaque pale de l'hélice .

Pour le point H31 , le niveau global se compense entre les hautes et basses fréquences alors que l'analyse 3D nous révèle le même scénario que H22 . De plus , à la fréquence de 14.64 kCPM , nous avons une augmentation de vibration de 5739% de valeur égale à 3615 mm/s<sup>2</sup> RMS . Ce qui mérite alors une attention particulière de la part de l'ingénieur de maintenance quand bien même le niveau global de vibration est acceptable .

#### III.2.4.2. Analyse des mesures de la pompe PEL12 :

Le 29 avril 1991 une analyse 3D sur H22 nous montra , à la troisième mesure après la référence , une augmentation de vibration de 882.1% à 519.6 CPM . Cette fréquence se rapproche à la fréquence fondamentale de l'arbre de valeur 575 CPM . Ce qui nous permettrait de prédire l'existence d'un ballourd qui tourne à la même vitesse que l'arbre .

Pour les points H31 et H32 , nous avons des délais supérieurs à deux ans avec des coefficients de corrélation respectifs de 0.946 et 0.941 . Compte tenu de la force de liaison entre les données vibratoires et temporelles , nous pouvons dire que le moteur électrique de cette pompe est en bon état sans pour autant le démonter .

#### III.2.4.3. Analyse des mesures de la pompe PEL13 :

Le lundi 29 avril 1991 , le rapporteur effectua une analyse de tendance sur cette pompe . C'est ainsi que le point H21 indiqua un délai supérieur à deux ans pour un coefficient de corrélation de 0.999 . Alors que le point symétrique H22 , n'ayant pas un bon coefficient de corrélation , nous poussa à faire une analyse 3D . Cette dernière nous montra qu'à la fréquence de 2070 CPM , la vibration passe de 147.4% à 206.4% pour atteindre 494.4% . Or la fréquence de 2070 CPM est environ 3.6 fois plus grande que la fréquence fondamentale de l'arbre de la pompe . Ce qui nous amènerait à imaginer quatre ballourds sur les pâles respectives de l'hélice qui auront tendance à s'équilibrer mutuellement suivant la position du point de mesure . Ce qui pourrait alors justifier la prédiction sur le point H21 .

Pour le point H31 , nous avons un délai supérieur à deux ans avec un coefficient de corrélation exponentielle de 0.998 , d'où un bon état vibratoire du moteur électrique . Tandis que le point H32 donna un délai de 24 jours pour un coefficient de corrélation

linéaire de 0.805 . Ainsi en faisant l'analyse 3D , nous remarquâmes , à la fréquence de 309.6 CPM , que la vibration augmente jusqu'à 682% . Or cette fréquence est environ la moitié de la fréquence de rotation de l'arbre . Par conséquent il y a lieu de s'attendre à l'usure de la chemise inférieure eu égard au phénomène de whirl . Ce qui pourrait affecter par la suite l'état de la lubrification hydrodynamique du palier à cause de l'importance de l'état de surface (rugosité) dans la conception . En effet le dimensionnement d'un palier lisse s'effectue à partir du nombre de SOMMERFIELD qui est dépendant de la rugosité même de la surface. Car cette rugosité est liée à l'épaisseur minimale du film d'huile par la relation :

$$h_{\text{minimum}} \geq 4 * (\text{RMScoussinet} + \text{RMSarbre})$$

Et l'épaisseur minimale du film d'huile  $h_0$  croît en fonction du nombre de SOOMERFIELD qui s'écrit :

$$S = (r/c)^2 * (\mu . n . 2 . r . L) / F$$

où  $\mu$  est la viscosité du lubrifiant dans le film,

$r$  est le rayon de l'arbre ,

$c$  est le jeu nominal de l'arbre ,

$L$  la longueur du palier ,

et  $F$  la charge transmise par l'arbre .

Les points V12 et V11 donnèrent de mauvais coefficients de corrélation (0.221 et 0.074) . Ce qui nous amène alors à examiner l'analyse 3D du logiciel 7616 . D'une manière générale la tendance est à la baisse ;il s'ensuit que le roulement ne supporte pas de grands efforts axiaux .

#### III.2.4.4. Analyse des mesures de la pompe PEL22 :

Le mardi 9 avril 1991 , les vibrations auggmentèrent dangereusement sur la pompe PEL22 alors qu'il n'y avait que deux mesures dans la banque de données . Nous ne pouvions pas bénéficier de l'analyse de tendance du 7616 à cause du petit nombre de mesures (au moins quatre en plus de la mesure de la référence) . Ainsi le rapporteur opta pour l'analyse spectrale afin de pouvoir prédire les causes de ces vibrations . Et la pompe devant être démontée , il serait utile de savoir quels sont les éléments de machine qui sont défectueux pour mieux préparer l'intervention eu égard aux pièces de rechange , à l'équilibrage du rotor , à l'usinage de la chemise inférieure , ...etc.

Pour le point de mesure H21 , nous avons :

- la première mesure qui donne une augmentation de 861% à la fréquence de 618 CPM pour une vibration de 676.5  $\mu\text{m/s}$  RMS ,
- la deuxième mesure qui donne une augmentation de 937.7% à la fréquence de 583.2 CPM pour une vibration de 730.5  $\mu\text{m/s}$  RMS ,

Ce qui nous montre alors une décroissance de la fréquence de vibration jusqu'à la fréquence de l'arbre de la pompe . Et tout porte à croire à l'existence d'un ballourd qui tournerait à la même vitesse que l'arbre (583.2 CPM  $\approx$  575 CPM) . Par conséquent , nous en déduisons que l'hélice est déséquilibrée .

D'autre part , nous avons remarqué que les fréquences critiques (>250% la référence conformément aux prescriptions de B&K) passent de 618 CPM ( $\approx 6.12 \cdot 10^1$ ) à 583.2 CPM ( $\approx 5.77 \cdot 10^1$ ) avec la fréquence critique de l'arbre de 101 CPM . Ainsi d'après le théorème des

valeurs intermédiaires (théorème de ROLLE) , il existerait une vibration comprise entre 861% et 937.7% telle que sa fréquence est six fois la fréquence critique de l'arbre . Il s'ensuit des faux ronds au niveau de l'arbre de la pompe à cause des grands déplacements latéraux de l'arbre .

En résumé , nous pouvons interpréter ce déséquilibre comme un ballourd qui , en induisant une force centrifuge , a tendance à fléchir l'arbre : c'est la flexion rotative . Ce qui voudrait dire que l'existence d'un ballourd s'accompagnerait probablement de faux ronds . Et en examinant l'architecture de la pompe , ceci pourrait entraîner l'usure de la chemise de polarisation et éventuellement induire le phénomène de whirl au niveau du palier inférieur . Ce qui gênerait la lubrification hydrodynamique du palier , d'où l'usure même de la chemise inférieure .

Pour le point de mesure H22 , nous avons presque les mêmes valeurs que le point H21 . Seulement il y a un grand pic à la fréquence de 2190 CPM qui donne une augmentation de vibration de 2288% alors que B&K préconise une alarme à 1000% d'augmentation . Or la fréquence de 2190 CPM est environ quatre fois plus grande que la fréquence de rotation de l'arbre (575 CPM) . Ce qui confirme les résultats fournis par le point H21 .

Pour le point H31 , la vibration passe de 495.2% à la fréquence de 583.2 CPM à 1043% à la fréquence de 46832 CPM ( $\cong 8 \cdot 575$  CPM) . Ce qui est la suite logique du scénario des points H21 et H22 en ce sens que le couple est proportionnel au courant et que réellement il y a une discontinuité quand le rotor passe d'un pôle à un autre.

Après démontage et remontage , le rapporteur constata que le rotor , le distributeur , la chemise inférieure , le coussinet et les tresses ont été remplacés ; le roulement a été nettoyé et reconduit . L'arbre ayant des faux ronds inférieurs à 15/100 a été aussi reconduit . Nous voyons que toutes les opérations effectuées ne sont que les conséquences des évènements qui ont été décrits plus haut . Seulement il y a lieu de considérer la flexion rotative de l'arbre qui se caractérise par la mesure des faux ronds . En effet ces mesures se font au repos alors que les vibrations enregistrées par le 2515 sont relatives à la dynamique de l'arbre . La corrélation physique de ce scénario est le phénomène de fatigue qui , avec le temps , engendre une déformation plastique mesurable au repos . Donc l'ingénieur de maintenance aurait fait une prédiction fiable sur la vitesse critique de l'arbre pour une observation assez durable dans le temps du dit phénomène .

Un autre aspect important de cette étude vibratoire est la possibilité de pouvoir vérifier la qualité de la révision . C'est la raison pour laquelle le 21 mai 1991 , le rapporteur effectua un "feed-back" sur la réparation de la PEL22 . Ainsi les points H21 , H22 et H31 indiquent des délais supérieurs à deux ans avec des coefficients de corrélation respectifs de 0.974 , 1.00 et 0.873 . Au point H32 nous avons , avec un coefficient de 0.546 , un délai de 26 jours , soit le 16 juin 1991 . Eu égard à la valeur du coefficient il serait intéressant de voir réellement le scénario à partir de l'analyse 3D . C'est ainsi que cette dernière montre une

augmentation brusque de vibration de 289.8% à 9.78 kCPM ( $\approx 28.8$  fois la fréquence d'impact d'un défaut sur la cage du roulement) . Or nous avons 28 rouleaux dans le roulement . Et compte tenu du glissement des rouleaux , force nous est de prédire que le roulement reconduit commence à manifester des signes de défaillance sur sa cage à rouleaux .

Au niveau du point V11 c'est-à-dire sur le palier supérieur , le rapporteur a constaté que la vibration diminue . Cependant il n'en est pas de même pour le point V12 du moteur électrique où le niveau global de la vibration augmenta jusqu'à 625% .

D'une façon générale nous voyons que la révision à été bien faite . Seulement la vibration qui a été détectée au niveau des pôles continue à faire ses effets en plus du début de défaillance du roulement . Toutefois il faut souligner que le moteur électrique à cage d'écureuil est très robuste et peut alors supporter des vibrations non négligeables . Mais au moment où ce dernier commence à vibrer sérieusement , il risquerait de détériorer des éléments de machine comme le roulement , les tresses et provoquer la flexion pure et simple de l'arbre .

#### III.2.4.5. Analyse des mesures de la pompe PEL23 :

Une mesure de référence a été prise sur cette pompe le 25 février 1991 . Depuis , après quelques heures de fonctionnement , la pompe tomba en panne . Et comme cette panne coïncidait avec l'arrêt de la tranche 301 , il n'y avait pas alors d'enjeu pour son intervention . Ainsi elle resta un mois sans être réparée .

Cependant une mesure en plus de la référence a été prise au moment où les vibrations augmentèrent sérieusement . Et comme nous ne pouvions pas utiliser l'analyse de tendance ni l'analyse 3D , nous procédions à une comparaison des pics de vibration par rapport au niveau global . De ce fait au point H21 , le niveau global est de  $925.2 \text{ mm/s}^2$  RMS dont une vibration de  $351.8 \text{ mm/s}^2$  RMS à 174 kCPM ; elle représente environ un tiers de la vibration totale . Cette fréquence est approximativement trente (30) fois plus grande que la fréquence d'impact d'un défaut sur le rouleau . Elle est aussi environ vingt six (26) fois plus grande que la fréquence d'impact d'un défaut sur la bague intérieure . Or le nombre total de rouleaux dans le roulement est de vingt huit (28) . Et en tenant compte du glissement , force nous est de prédire un défaut sur la piste interne du roulement . Ce défaut sera repris par les vingt huit (28) rouleaux suivant leur vitesse relative par rapport à la bague intérieure .

Au point H31 , le niveau global est élevé de valeur  $2992 \text{ mm/s}^2$ . Cette vibration est dû à un ballourd sur deux pâles opposées de l'hélice . Car une vibration de  $1190 \text{ mm/s}^2$  RMS , environ un tiers de la vibration globale , s'effectue à 2.55 fois la vitesse de rotation de l'arbre (1464 CPM) . Par ailleurs une vibration de  $1059 \text{ mm/s}^2$  RMS apparaît à la fréquence de 6180 CPM qui est environ la fréquence d'un défaut sur la bague intérieure ; ce qui illustrerait davantage les interprétations faites sur le point H21 . De même le point H32 donna un niveau de vibration de  $2448 \text{ mm/s}^2$  RMS dont plus de la moitié ( $1382 \text{ mm/s}^2$  RMS) apparaît à la

fréquence de 2460 CPM . Cette fréquence 4.3 fois plus grande que la fréquence fondamentale de l'arbre . Ce qui n'est que la conséquence logique du scénario décrit ci-dessus eu égard à la proportionnalité entre le couple résistant et le courant .

Pour le point V11 , le niveau global de vibration est de 1331 mm/s<sup>2</sup> RMS dont plus de la moitié (682.6 mm/s<sup>2</sup> RMS) apparaît à la fréquence de 103.8 kCPM . Cette fréquence est 15.7 fois plus grande que la fréquence d'impact d'un défaut sur la piste interne du roulement . Ce nombre pourrait être assimilé à la moitié des 28 rouleaux compte tenu du glissement . En observant le montage de ce roulement dans le dessin d'ensemble de la pompe (voir annexe G) , nous voyons qu'une vibration axiale détectée par le point V11 a tendance à faire cisailer la piste interne par les 14 paires de rouleaux .

A la révision de la pompe , le rapporteur constata que :

- la tulipe est complètement desserrée et tombée dans le SAS ,
- le distributeur a subi une usure avancée et les boulons se sont desserrés ,
- le rotor a fortement alésé la chemise de polarisation ,
- des faux ronds assez élevés (30/100 au milieu ) apparaissent sur l'arbre ,
- la chemise inférieure s'est détériorée par usure ,
- la clavette arbre/rotor s'est cisailée ,

L'arbre a été reconduit suite à une rupture de stock . Par conséquent l'ingénieur de maintenance devrait surveiller de plus près la vibration par rapport à la vitesse critique . En ce sens

que les fibres qui supportent les charges subies par l'arbre deviennent de plus en plus restreints . Et l'arbre a tendance à se déformer plastiquement pour ensuite endommager tous les éléments de machine eu égard à son grand degré d'élançement .

D'autre part cette révision nous montre que la pompe avait vraiment vibré . Et pourtant les agents de la régulation relevèrent journalièrement le niveau global de la vibration . Il y a lieu alors de se poser des question quant à la fiabilité même de cette méthode . En effet comme nous l'avions effleuré plus haut , il arrive souvent que la vibration se compense entre les hautes et les basses fréquences pour conserver à peu près le même niveau . Et une simple mesure du niveau global ne nous permettrait pas de savoir l'état réel de la machine . C'est dans cette optique que l'analyse 3D a sûrement été mise en application dans le logiciel 7616 .

Par ailleurs un "feed-back" sur la qualité de cette révision a été effectué le 9 mai 1991 . Il ressortit de ce travail que la pompe se comporte normalement à l'exception des problèmes visualisés par les parties hachurées des courbes en annexe H représentant respectivement les points H21 et H22 . Cette anomalie vibratoire évolue aux hautes fréquences montrant ainsi un défaut sur la bague intérieure du roulement . En effet cette fréquence de 195 kCPM est 29.6 fois plus grande que la fréquence d'impact d'un défaut sur la piste interne .

#### III.2.4.6. Analyse des mesures de la pompe PEL31 :

Le 9 mai 1991 , le rapporteur effectua une analyse sur cette pompe avec la classe ALL du logiciel 7616 . Cette classe a la

grande partie des fréquences moyennes , le seuil d'alarme .

Pour le point V12 , avec une corrélation exponentielle de 0.679 , le 7616 nous préconisa un délai dix jours c'est-à-dire le 16 mai 1991 .

#### III.2.4.7. Analyse des mesures de la pompe PEL32 :

Au point de mesure H21 , aucune vibration ne dépassa 113% d'augmentation de la mesure de référence . Ce qui se traduit évidemment par un délai supérieur à deux ans . Tandis qu'au point H22 la vibration augmenta jusqu'à 262% à 583.2 CPM . Et compte tenu de la proportionnalité entre le courant et le couple , ce scénario se confirme aux points H31 et H32 . A ces points correspondent respectivement les augmentations de vibration de 219.6% à 583.2 CPM et 194.8% à 583.2 CPM . Ce qui nous amène à prédire une amorce de déséquilibre au niveau de l'hélice .

Quant aux points V11 et V12 , les vibrations ne dépassèrent pas le seuil d'avertissement de 250 % . Il s'ensuit que le roulement ne supporterait pas de fortes vibrations axiales .

#### III.2.4.8. Analyse des mesures de la pompe PEL11 :

Durant tout le projet le rapporteur a constaté que cette pompe se comporte très bien du point de vue mesure vibratoire . En effet aucune vibration , pour les six points de mesure , n'a atteint le seuil d'avertissement de B&K à savoir 250% d'augmentation par rapport à la vibration de référence . Ceci pourrait s'expliquer par le remplacement du moteur électrique de cette pompe en janvier 1991

. En ce sens que le glissement sera moins accentué et que le phénomène de discontinuité entre les pôles est moins accru . Car une anomalie du moteur électrique induit des vibrations qui , par inertie , entraîneront la défaillance des autres éléments de machine .

#### Fiabilité des analyses :

Nous constatons , à travers les analyses effectuées , que les coefficients de corrélation obtenus sont souvent mauvais . Ceci pourrait s'expliquer d'une part par l'approximation assez grossière sur les temps de bon fonctionnement . En ce sens que nous enregistrons des temps de non fonctionnement si toutefois la machine est arrêtée temporairement . D'autre part , en considérant l'environnement au voisinage duquel évoluent nos pompes , nous voyons que les conditions de travail de ces dernières ne sont pas les mêmes suivant que la marée est basse ou haute . Car la puissance fournie au liquide (puissance sur l'arbre) est traduite en des accroissements d'énergie cinétique et de pression . Alors il s'ensuit que la pompe travaille difficilement quand nous sommes en marée basse eu égard à la hauteur théorique à vaincre . Ce qui se traduirait en pratique par une atténuation des vibrations quand nous passons de la marée basse à la marée haute . C'est la raison pour laquelle , compte tenu du phénomène aléatoire de la marée , le rapporteur opta pour l'analyse 3D qui reflète fidèlement l'état vibratoire de la machine à toutes les dates de mesure et à toutes

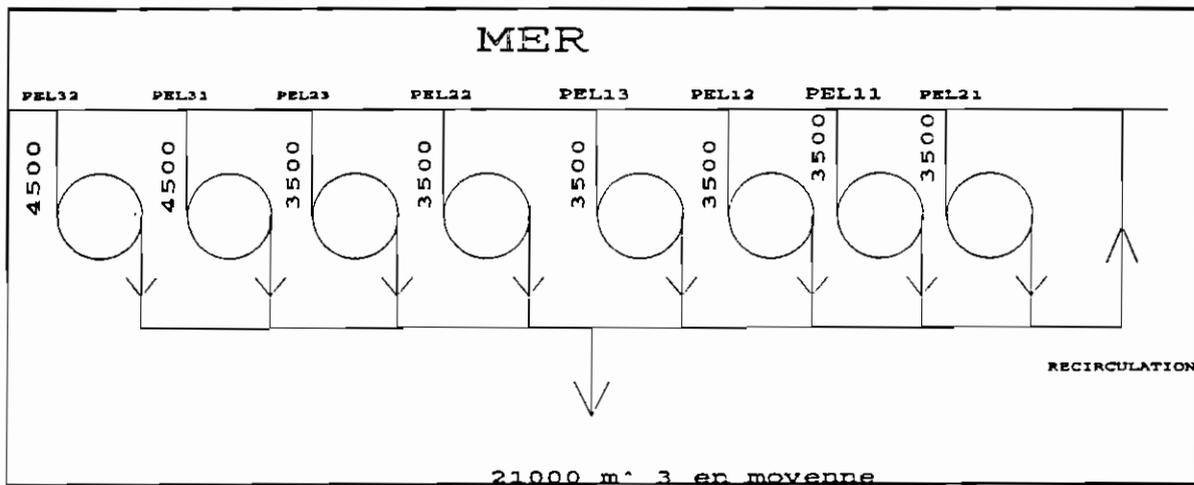
les fréquences .

Par ailleurs le manque de fiabilité sur l'analyse de tendance des vibrations en général peut être expliqué par l'exemple d'un roulement qui présente une fissure sur sa piste externe . En ce sens que la fissure pourrait s'émousser avec le temps à cause des micro-soudures . Ce qui se manifesterait par une réduction de l'acuité de l'impact des rouleaux sur le défaut , donc une diminution de la valeur de la vibration à la fréquence considérée .

CHAPITRE 4 :

**EVALUATION FINANCIERE DE LA MAINTENANCE DES POMPES  
ELEVATRICES**

La station de pompage communément appelée "appointement" fournit le débit nécessaire au refroidissement des auxiliaires et à l'échange thermique au niveau du condenseur . Ainsi six pompes de 3500 m<sup>3</sup>/h nous fournissent le débit requis de 21000 m<sup>3</sup>/h , soit environ 7000 m<sup>3</sup>/h par tranche à vapeur . L'appointement est alors surdimensionné eu égard aux deux pompes en stand-by ; soit la représentation suivante :



GRAPHIQUE 12

Néanmoins nous risquerions de supporter des coûts de non qualité au niveau de l'exploitation si trois pompes tombent simultanément en panne eu égard au manque de débit . Ces coûts ajoutés des coûts de possession corrélés à l'usure de la machine constitueraient le coût de maintenance des pompes élévatrices . Les coûts de possession (Cp) des différentes pompes sont fournis par la G.M.A.O.

(voir tableau 2) . En effet ces coûts sont obtenus en divisant les coûts de dépannage , de préventif et de process par les unités d'usure (UU) c'est-à-dire la moyenne des temps de bon fonctionnement ; soient des coûts par unités d'heures de fonctionnement . Quant aux coûts de défaillance , ils sont corrélés à l'évènement probabilistique : "trois pompes tombent simultanément en panne" . Or comme nous avons huit pompes élévatrices , le nombre de cas possibles est égal à la combinaison de ces huit pompes sans répétition ; soit cinq quante six (56) cas possibles . La procédure serait de calculer le coût de maintenance correspondant à chaque cas probable pour ensuite déduire l'espérance mathématique des coûts . Ainsi si nous supposons  $C_M$  comme étant la valeur moyenne du coût de maintenance , nous aurions :

$$C_M = \left( \sum_{j=1}^{56} p_j * C_{e_j} \right) / \sum p_j$$

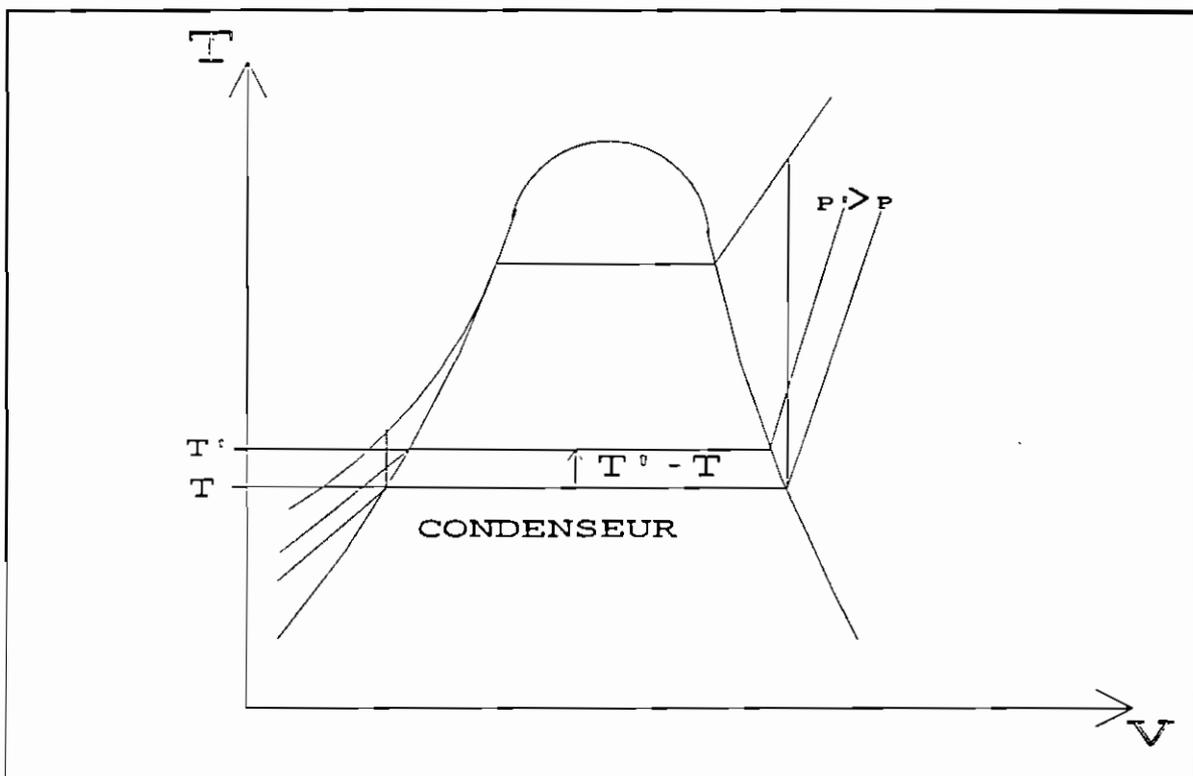
où  $C_{e_j}$  est le coût de l'évènement j  
 et  $p_j$  la probabilité d'occurrence de cet évènement

#### IV.1. Evaluation des coûts de défaillance : $C_D$

Nous avons en moyenne 7000 m<sup>3</sup>/h d'eau de mer à 16°C qui entre dans le condenseur pour en ressortir à 23°C moyennant un échange thermique avec la vapeur détendue de la turbine .

En général quand le débit fait défaut au niveau de

l'appointement , nous procédions par le phénomène de la recirculation . La recirculation consiste à prélever  $500 \text{ m}^3$  à la sortie du condenseur pour le réinjecter à l'entrée de l'échangeur . Ce qui voudrait dire que nous avons tendance à perdre une quantité de chaleur qui aurait dû condenser davantage de vapeur . La température à la sortie se stabilise à  $23^\circ\text{C}$  eu égard au système de régulation exposé en annexe I . En effet quand nous ramenons les  $500 \text{ m}^3$  de  $23^\circ\text{C}$  à l'entrée de l'échangeur , l'augmentation de température au niveau du condenseur s'accompagne d'une augmentation de pression suivant le cycle de RANKINE :

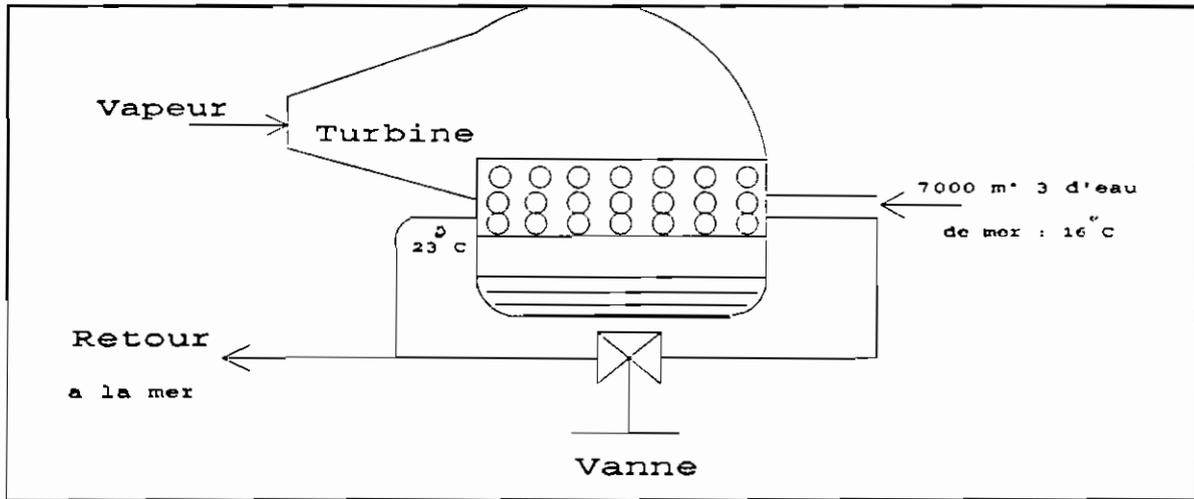


GRAPHIQUE 13

Ainsi le vide , c'est-à-dire la différence entre la pression atmosphérique et la pression absolue , se détériore . Et le

limiteur de vide (153) entre en action en déchargeant l'huile de régulation . Il s'ensuit une dépression des ressorts des soupapes réglantes 101/1.4 et 101/2.3 pour réduire le débit de vapeur à détente .

Pour évaluer la quantité de chaleur perdue , nous considérons le schéma suivant :



GRAPHIQUE 14

Soit  $Q = m_e \cdot c_e \cdot (T' - T)$  où  $T' - T = 23 - 16 = 7^\circ\text{C}$

$$c_e = 1 \text{ kcal/kg/}^\circ\text{C}$$

d'où le pouvoir calorifique supérieur du fuel brûlé :

$$\text{PCS} = Q/M_f$$

$\Rightarrow M_f = Q/\text{PCS} = m_e \cdot c_e \cdot (T' - T)/\text{PCS}$  est la masse de fuel brûlé ,

Soit avec  $m_e = 500\text{m}^3 \cdot (1000\text{l}/\text{m}^3) \cdot (1\text{kg}/\text{l}) = 5 \cdot 10^5 \text{ kg}$

et  $\text{PCS} = 10300 \text{ kcal/kg}$

$$M_f = m_e \cdot c_e \cdot (T' - T)/\text{PCS} = 339.8 \text{ kg}$$

Le prix du fuel est de 58000 F/tonne , d'où :

$$Cd_1 = 58(\text{F/kg}) \cdot 339.8 \text{ kg} = \underline{19708 \text{ F/h}}$$

Par ailleurs le fait d'effectuer la recirculation entraine une baisse de charge eu égard à la quantité de vapeur détendue . En fait une baisse de charge se traduit par une compensation au niveau de la T.A.G.(Turbine à Gaz) de la perte de charge enregistrée . Ceci est d'autant plus onéreux que la T.A.G. consomme quatre fois plus que la turbine à vapeur , soit 443g/kwh.

Présumons une baisse de charge de 1 Mwh ; nous avons alors avec le prix du fuel au diésel de 112000F/t

$$Cd_2 = 1 \text{ Mwh} * (443\text{g/kwh}) * (112000\text{F/t}) = \underline{49619 \text{ F/Mwh}}$$

Le coût de défaillance étant relative à une action corrective , nous estimons que le temps minimal pour remettre la troisième pompe en service serait égal à celui d'une intervention préventive à savoir vingt et une heures (voir annexe J) . Donc nous risquons d'encourir un coût de :

$$Cd = (Cd_1 + Cd_2) * 21 = (19708 + 49619) * 21$$

$$Cd = 1 \ 455 \ 867 \ \text{F}$$

#### IV.2. Evaluation du coût de maintenance :

Par la définition de l'unité d'usure , c'est-à-dire l'usure d'une machine en fonctionnement , nous déduisons que le coût de possession par unité d'usure n'est appliqué qu'aux cinq machines en fonctionnement durant la défaillance partielle considérée du système de pompage . Il s'ensuit que pour un cas donné , le coût respectif de maintenance encouru est égal à :

5

$$\sum_{i=1}^5 C_{pi} * 21 + Cd$$

i=1

Et le coût de maintenance total du système , compte tenu des 56 cas , est égal à l'espérance mathématique des coûts respectifs pondérés de leur probabilité d'occurrence :

$$C_M = \sum_{j=1}^{56} p_j . [ \sum_{i=1}^5 C_{pi} * 21 + C_d ] / \Sigma p_j$$

où  $p_j$  est la probabilité que trois pompes tombent simultanément en panne pour le cas  $j$  :

$p_j = (1-R_{j1})(1-R_{j2})(1-R_{j3})$  avec  $R_{j1}$  ,  $R_{j2}$  et  $R_{j3}$  représentant les fiabilités des pompes respectives  $(j1)$ ,  $(j2)$  et  $(j3)$  qui sont tombées en panne dans le cas  $j$  .

Soit la formule générale :

$$C_M = \sum_{j=1}^{56} (1-R_{j1})(1-R_{j2})(1-R_{j3}) . [ \sum_{i=1}^5 C_{pji} * 21 + C_d ] / \Sigma p_j$$

Une tentative de calcul de ce coût nous amènerait à effectuer un travail de longue haleine . Ceci est d'autant plus inquiétant que nous risquons de faire des erreurs de calcul . C'est la raison pour laquelle , le rapporteur a écrit un programme en TURBO-PASCAL pour calculer le coût de maintenance encouru (voir annexe K).

Le programme donne le résultat suivant :

$$\underline{C_n = 529273 \text{ F}}$$

Le programme calcule aussi le coût encouru à chaque cas . Ce qui permettrait à l'ingénieur de maintenance d'en tenir compte dans le calcul des différents ratios de maintenance .

Le système B&K est composé d'un ordinateur PS/2 muni du logiciel 7616 et de l'analyseur de vibration 2515 . Son coût total s'élève à douze millions quatre cent vingt et un milles neuf cent soixante et un francs CFA (12 421 961 FCFA) . Or une panne entraîne en moyenne un coût de 529273 F . Une estimation basée sur l'expérience nous indique que cet évènement se répète en moyenne trois fois par année . Ce qui constituerait une partie non négligeable dans l'évaluation des coûts de non qualité .

Toutefois il serait utopique de vouloir justifier la rentabilité du projet B&K avec un échantillon de huit pompes élévatrices . Seulement ce calcul nous montre l'incidence des pompes élévatrices sur la production de la C3 .

## CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

L'étude de la situation actuelle des pompes élévatrices montre une surestimation des M.T.B.F. (Moyenne des Temps de Bon Fonctionnement) . Ce qui se traduit par une augmentation du taux de "correctif" à savoir 80% de correctif et 20% de "préventif" . Ainsi cet état des données justifie la pertinence des calculs effectués sur les historiques en ce sens que 80% des interventions sur les pompes élévatrices correspondent à des dysfonctionnements réels et non à une révision systématique . Cependant il n'en demeure pas moins que les valeurs trouvées méritent une attention particulière eu égard aux gaspillages de temps et de pièces de rechange . C'est la raison pour laquelle il serait recommandé , pour la mise en place d'un système de maintenance préventive systématique , de disposer d'un bureau "gestion de la maintenance" ou au moins d'avoir une certaine disponibilité d'un ingénieur . En effet le cycle infernal de la maintenance corrective fait que le chef du service d'entretien et ses collaborateurs sont en permanence "au feu" . Ceci est d'autant plus normal que la C3 dispose de la G.M.A.O. (Gestion de la Maintenance Assistée par Ordinateur) sans compter le méga projet B&K .

En fait la maintenance préventive classique est fondée sur l'observation des moyennes . Or la moyenne n'est pas la seule valeur à prendre en compte : il y a aussi l'écart-type . C'est la raison pour laquelle l'ingénieur de maintenance doit se fixer une fiabilité en général égale à 90% pour trouver l'intervalle de temps

entre deux interventions systématiques . Cependant nous voyons malgré cette fiabilité qu'il y a toujours un taux de risque de défaillance avant le temps normal de révision . Il s'y ajoute une évolution dans le temps de la M.T.B.F. .

Par ailleurs nous voyons à travers les analyses effectuées que la maintenance prédictive ne court aucun risque sur la possibilité de défaillance de la machine . Car elle prédit à tout instant l'état vibratoire de la machine en la comparant automatiquement avec sa référence . Ce type de maintenance va même jusqu'à nous donner la date au delà de laquelle la machine tomberait en panne . Seulement il faut souligner , que pour des machines à fonctionnement intermittent , il serait plus intéressant de travailler avec les heures de marche .

La maintenance prédictive repose essentiellement sur les franchissements de seuil d'avertissement correspondant à 2.5 fois la référence et 10 fois pour le seuil d'alarme . Aussi ces seuils doivent-ils être actualisés suivant le type de machine , la puissance du moteur , ...etc.

Cependant force nous est de dire que la maintenance conditionnelle est théoriquement très économique mais pratiquement ingérable . En ce sens que nous ne savons plus en effet prévoir comme dans la maintenancesystématique quand une opération va venir à échéance . Ainsi le rapporteur proposerait de faire la symbiose des deux types de maintenance pour enfin aboutir à la "maintenance marginale" . Cette dernière est la systématisation de la maintenance conditionnelle .

• ANNEXES •

## ANNEXE A

### LA THEORIE DES SERIES FFT (Fast Fourier Transform)

Présumons une fonction  $g$  ayant  $N$  valeurs discrètes pour la période  $T_0$  :

$$T_0 = N \cdot \Delta t$$

d'où la fonction temporelle :

$$\begin{aligned} (1) \quad g(k \cdot \Delta t) &= (1/2\pi) \cdot \sum_{n=0}^{N-1} a_n \cdot e^{2\pi i k \Delta t (n/T_0)} \cdot \Delta \Omega \\ &= (1/T_0) \cdot \sum_{n=0}^{N-1} e^{2\pi i k n/N} \quad \text{où } T_0 = N \cdot \Delta t \Rightarrow \Delta t/T_0 = 1/N \text{ et } \Delta \Omega = 2\pi/T_0 \end{aligned}$$

Pour obtenir les coefficients  $a_n$ , nous multiplions les deux membres de l'équation (1) par  $e^{-2\pi i k m/N}$  et nous prenons la somme avec  $k$  variant de 0 à  $N-1$  :

$$\sum_{k=0}^{N-1} g(k \Delta t) \cdot e^{-2\pi i k m/N} = 1/T_0 \cdot \sum_{n=0}^{N-1} a_n \cdot \sum_{k=0}^{N-1} e^{2\pi i k n/N} \cdot e^{-2\pi i k m/N}$$

$$T_0 = N\Delta t .$$

La convolution du DFT existe seulement quand  $g(k\Delta t)$  et  $h(\Delta t)$  sont périodiques:

$$g(k\Delta t) * h(k\Delta t) \Leftrightarrow G(n\Delta\Omega) . H(n\Delta\Omega)$$

$$\text{d'où} \quad X(n\omega) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k\Delta t) . e^{-2\pi i k n / N} . \Delta t = H(n\Delta\Omega) G(n\Delta\Omega)$$

Soit le transformé de fourier discret :

$$X(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) . e^{-2\pi i n k / N} \quad (1')$$

Pour illustrer la démarche , prenons  $N=8=2^3$

$$W = e^{-2\pi i / N} \quad (2')$$

$k, n$  sont des entiers tels que :  $n = 2^2 . n_2 + 2^1 . n_1 + 2^0 . n_0$

$$k = 2^2 . k_2 + 2^1 . k_1 + 2^0 . k_0 \quad (3')$$

où  $n_0, n_1, n_2$  et  $k_0, k_1, k_2$  sont des entiers ne pouvant prendre que les valeurs 0 et 1 .

$$(2') \text{ et } (3') \text{ dans } (1') \Rightarrow X(n_2, n_1, n_0) = \sum_{k_2=0}^1 \sum_{k_1=0}^1 \sum_{k_0=0}^1 x(k_2, k_1, k_0) . W^{nk} \quad (4')$$

où

$$\begin{aligned} W^{nk} &= W^{(4n_2+2n_1+n_0)(4k_2+2k_1+k_0)} \\ &= W^{(4n_2+2n_1+n_0)4k_2} . W^{(4n_2+2n_1+n_0)2k_1} . W^{(4n_2+2n_1+n_0)k_0} \quad (5') \end{aligned}$$

La propriété harmonique de la fonction  $W$  est maintenant obtenue en

simplifiant l'équation :

$$W^{mN} = e^{-2\pi i mN/N} = e^{-2\pi i m} = \cos 2\pi m - i \sin 2\pi m$$

donc  $W^{mN} = 1$  car  $m$  est entier .

Ainsi  $W^{16kn_2k_2} = W^{8n_1k_2} = W^{8n_2k_1} = 1$

d'où (5')  $W^{nk} = W^{4n_0k_2} W^{(2n_1+n_0).2k_1} W^{(4n_2+2n_1+n_0)k_0}$  (6')

et (6') dans (4') => (7)  $X(n_2, n_1, n_0) =$

$$\sum_{k_0} \cdot \sum_{k_1} \cdot (\sum_{k_2} X(k_2, k_1, k_0) \cdot W^{4n_0k_2}) \cdot W^{(2n_1+n_0).2k_1} \cdot W^{(4n_2+2n_1+n_0)k_0}$$

Soit

$$x_1(n_0, k_1, k_0) = \sum_{k_2} X(k_2, k_1, k_0) \cdot W^{4n_0k_2} \quad (8)$$

Comme l'équation (4) , on a : (7) => 8 termes

Soit  $x_1(n_0, k_1, k_0) = x(0, k_1, k_0) \cdot W^0 + x(1, k_1, k_0) \cdot W^{4n_0}$  (9)

D'après cette équation , nous voyons que pour passer de  $x$  à  $x_1$  , nous faisons  $N$  multiplications plus  $(N-1)$  additions .

Ainsi le nombre de multiplications nécessaires peut être réduit parce que les séries  $x_1$  peuvent être décomposées en une somme de deux termes dans laquelle ces derniers sont calculés à partir des mêmes termes d'origine dans  $x$  . Par exemple  $x_1(0)$  et  $x_1(4)$  sont calculés à partir des mêmes valeurs de  $x$  . Ainsi:

$$x_1(0) = x(0) + x(4) \cdot W^0$$

$$x_1(4) = x(0) + x(4) \cdot W^4$$

constituent les termes  $x_1$  pour lesquels leurs séries sont appelées dual nodes .

Cependant le premier des deux nodes a  $n_0 = k_2 = 0$  , tandis que le

second node a  $n_0=k_2=1$  . Le calcul des dual-nodes s'écrit :

$$x_1(j)=x(j)+x(N/2+j) \cdot W^m$$

$$x_1(N/2+j)=x(j)-x(N/2+j) \cdot W^m \quad (10)$$

De l'équation (10) nous voyons que seule une multiplication est requise dans l'évaluation d'un pair de dual-nodes . Le nombre total de multiplications requises pour passer de  $x$  à  $x_1$  est alors de  $N/2$  .

Finalement la sommation dans l'équation (7) peut être exprimée comme :

1

$$x_3(n_0, n_1, n_2) = \sum_{k_0=0}^1 x_2(n_0, n_1, k_0) \cdot W^{(4n_2+2n_1+n_0)k_0}$$

$k_0=0$

Cette équation a huit termes pour une combinaison de deux valeurs de chaque entier  $n_0, n_1$  et  $n_2$  .

De même on démontre facilement que le calcul informatique dévolu pour passer de  $x_2$  à  $x_3$  nécessite  $N/2$  multiplications suivies de  $(N-1)$  additions . Le nombre total de multiplications dans l'évaluation de la transformée discrète de fourier est ainsi réduit de  $N^2$  à  $(N/2) \cdot \log_2 N$  . Pour des valeurs élevées de  $N$  , il en résulterait une réduction rigoureuse du temps de traitement des calculs.

Exemple:  $N=8 \Rightarrow N^2=64$  et  $(N/2) \cdot \log^2 N = (N/2) \cdot (\ln N / \ln 2) = 12$

alors que pour  $N=2^{10}=1024$  , on a  $N^2=1048576$

et  $(N/2) \cdot \log^2 N = (N/2) \cdot (\ln N / \ln 2) = 5120$  (!)

$$= \frac{1}{T_0} \sum_{n=0}^{N-1} \sum_{k=0}^{N-1} a_n \cdot e^{2\pi i k(n-m)/N}$$

où le  $n^{\text{ième}}$  terme donne  $p_n = \frac{1}{T_0} \sum_{k=0}^{N-1} a_n \cdot e^{2\pi i k(n-m)/N}$

et  $n=m \Rightarrow p_m = (1/T_0) \cdot a_m \cdot N = a_m / \Delta t$

$n < m$ : nous avons une suite géométrique de progression

$$r = e^{2\pi i(n-m)/N} \text{ telle que } p_n = \frac{1}{T_0} \cdot a_n \cdot \frac{(1-r^N)}{(1-r)}$$

$$= \frac{1}{T_0} \cdot a_n \cdot \frac{(1-e^{2\pi i(n-m)})}{(1-e^{2\pi i(n-m)/N})}$$

$$\text{Or } e^{2\pi i(n-m)} = \cos 2\pi(n-m) + i \cdot \sin 2\pi(n-m) = 1 + 0 \cdot i = 1$$

d'où

$$\sum_{k=0}^{N-1} g(k \cdot \Delta t) \cdot e^{-2\pi i k n / N} \cdot \Delta t \quad (2)$$

(1) et (2) impliquent le transformé de fourier discret :

$$G(n\Omega) = \sum_{k=0}^{N-1} g(k \cdot \Delta t) \cdot e^{-2\pi i k n / N} \cdot \Delta t = \sum_{k=0}^{N-1} g(k \cdot \Delta t) \cdot e^{-i \cdot k \cdot \Delta t \cdot n \cdot \Omega} \cdot \Delta t$$

$$\text{et } g(k \Delta t) = (1/2\pi) * \sum G(n \Omega) \cdot e^{2\pi i k n / N} \cdot \Delta \Omega \quad (3)$$

où  $G(n \Omega)$  est équivalent à  $a_n$ .

On démontre à partir de (3) que :  $g\{(N+k)\Delta t\} = g(k\Delta t)$

Ce qui montre bien que la fonction (3) est périodique de période

## ANNEXE B :

### LA CORRECTION DU PARAMETRE $\Omega$

Le programme démarre avec une valeur de  $\Omega$  égale à zéro . Et si le coefficient de corrélation est inférieur ou égal à 0.85 , nous effectuerions une correction sur les valeurs des temps de bon fonctionnement en évaluant  $\Omega$  . Cette correction se fait en soustrayant respectivement tous les temps de bon fonctionnement par la valeur de  $\Omega$  calculée . Ensuite , on reporte les nouvelles valeurs , et on doit obtenir quelque chose qui se rapproche d'une droite ; si ce n'est pas tout à fait le cas on recommencera l'opération , ceci au maximum trois fois , et si l'on n'a toujours pas une droite , alors on peut en conclure que l'on n'a pas une loi de Weibull , ou que l'on peut avoir des lois de Weibull à origines différentes , ou mélangées .

#### Calcul du paramètre $\Omega$ :

Considérons les points :

$(X_{min} , Y_{min}) ; (X_m , Y_m) ; (X_{max} ; Y_{max})$

Les points  $X_{min}$  ,  $X_m$  ,  $X_{max}$  sont déterminés de la façon suivante (voir figure ci-après) ,

. $Y_{max}$  est la valeur maximum à laquelle on associe  $X_{max}$

. $Y_{min}$  est la valeur minimum ,  $X_{min}$  lui est associé de la même façon que précédemment

.et  $Y_m$  est le point milieu entre  $Y_{max}$  et  $Y_{min}$  ;  $X_m$  en découle .

# ANNEXE C:

## TRAITEMENT DES HISTORIQUES:

MACHINES	T.B.F.(H.M.)
PEL11	85
	1681
	1988
	2600
	2611
	3807
	5194
PEL12	245
	245
	300
	3676
	4875
	?(90)
PEL13	886
	1120
	1226
	2328
	3334
	5412
	6816
	6975
PEL31	330
	373
	636
	1184
	1439
	1680
	2095
	2120
	2423
	3227
	3264
PEL32	631
	3187
	3812
	4211
	5342
PC11	146
	617
	927
	1000
	1241
	1962

MACHINES	T.B.F.(H.M.)
PEL21	536
	673
	1078
	1234
	1498
	1950
	3001
	3488
	3874
PEL22	557
	585
	751
	1090
	1661
	1811
	1848
	2066
	2131
	2611
	2668
	3457
	6307
PEL23	147
	313
	465
	657
	694
	703
	723
	1033
	1086
	1168
	1527
	2219
	2435
	3110
	3608
	4145
	4582
	4588
PC22	
	?(89)
	704
	718
	1165

## Vibration Trouble Shooting Chart (A)

ANNEXE E:

Nature of Fault	Frequency of Dominant Vibration (Hz = rpm/60)	Direction	Remarks
Rotating Members out of Balance	1 x rpm	Radial	A common cause of excessive vibration in any machine
Misalignment & Bent Shaft	Usually 1 x rpm Often 2 x rpm Sometimes 3 & 4 x rpm	Radial & Axial	A common fault
Damaged Rolling Element Bearings (Ball, Roller, etc.)	Impact rates for the individual bearing components  Also vibrations at high frequencies (2 to 60 kHz) often related to radial resonances in bearings	Radial & Axial	<p>One year's life of the balls, often with 1/2 x 1/3 x</p> <p>Impact Rates</p> <p>A number of rollers touch the race at any one time</p>
Journal Bearings Loose in Housings	Sub-harmonics of shaft rpm, exactly 1/2 or 1/3 x rpm	Primarily Radial	Looseness may only develop at a particular speed and temperature (in turbomachines).
Oil Film Whirl or Whip in Journal Bearings	Slightly less than half shaft speed (42% to 48%)	Primarily Radial	Applicable to high-speed (or turbo) machines

### Vibration Trouble Shooting Chart (B)

Nature of Fault	Frequency of Dominant Vibration (Hz-1pm/60)	Direction	Remarks
Hysteresis Whirl	Shaft critical speed	Primarily Radial	Vibrations excited when passing the critical shaft speed are maintained at higher shaft speeds. Can sometimes be cured by checking tightness of rotor components.
Damaged or worn gears	Teeth meshing frequencies (shaft rpm $\times$ number of teeth) and harmonics	Radial & Axial	Sub bands around teeth meshing frequencies indicate misalignment (eg. eccentricity) at frequency corresponding to pitch-line spacings. Normally only detectable with very narrow band analysis.
Mechanical Looseness	$2 \times$ rpm		Mercury and inter-hammering on fan blade period 1/2 rpm.
Faulty Belt Drive	$1, 2, 3 \& 4 \times$ rpm of belt	Radial	
Unbalanced Reciprocating Forces and Couples	$1 \times$ rpm and/or multiples for higher order unbalance	Primarily Radial	
Increased Turbulence	Blade & Vane passing frequencies and harmonics	Radial & Axial	Increasing levels indicate increasing turbulence.
Electrically Induced Vibrations	$1 \times$ rpm or 1 or 2 times synchronous frequency	Radial & Axial	Should disappear when turning off the power.

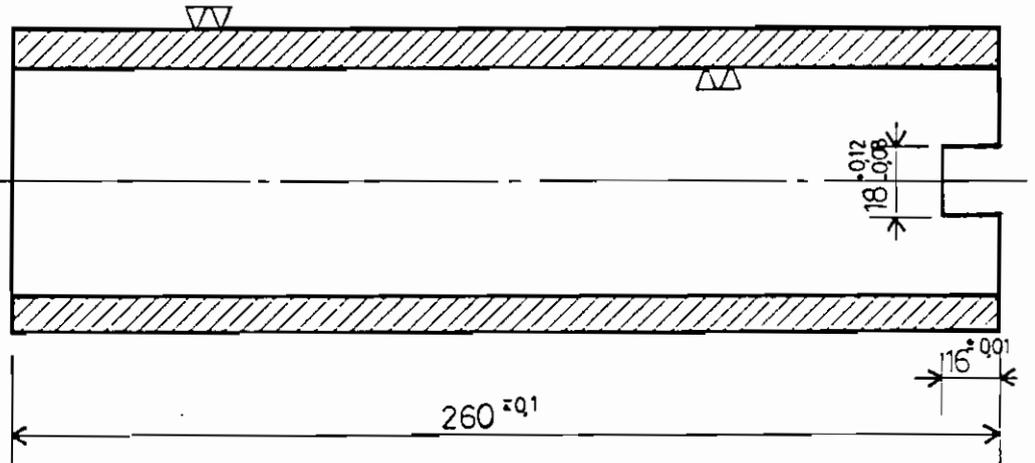
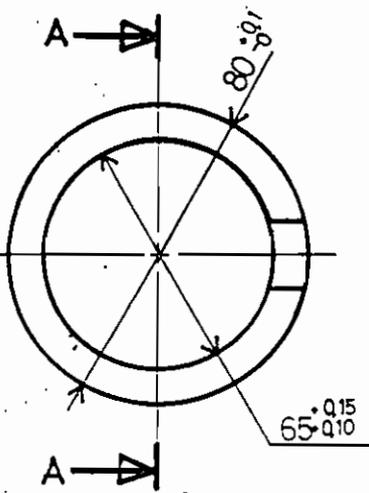


# POMPE ELEVATRICE Premiere Tranche Echelle 1/2

MATIERE : INOX - NOMBRE : 2

VUE DE FACE

COUPE AA

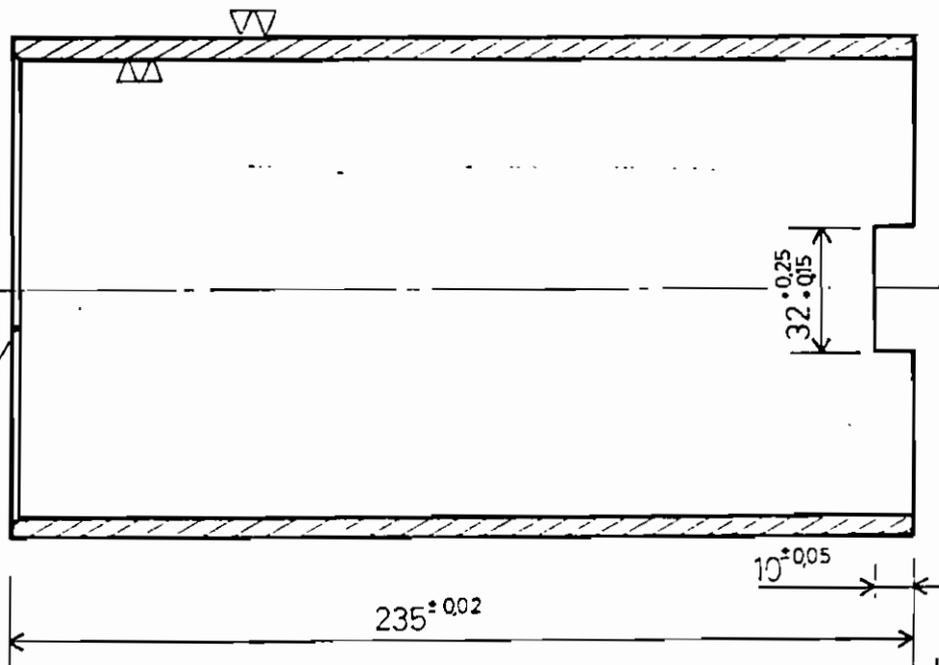
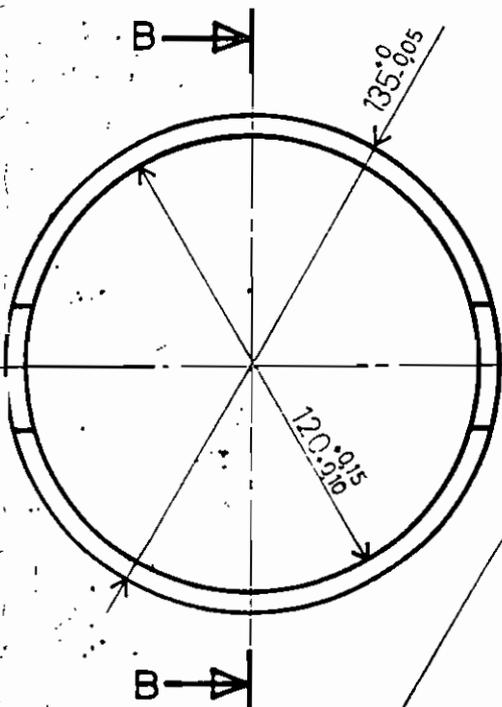


# POMPE ELEVATRICE Troisieme Tranche Echelle 1/2

MATIERE : INOX - NOMBRE : 4

VUE DE FACE

COUPE BB



Chanfrein de 3 à 45°

M 0 0 0 3



# NOMENCLATURE ETABLIE POUR

## 1 POMPE de 600/700 mm.

Extrait du plan N° 66 101

C<sup>de</sup> N° 4828

p.	Nbr.	DESIGNATIONS	MATIERE	OBSERVATIONS
	1	Tulipe d'aspiration	Fonte	
2	1	Distributeur de sortie	Fonte	
	1	Rotor	Inox	
7	1	Chemise de polarisation	Inox	
0	1	Cône	Fonte	
14	1	Tube allonge	Fonte	
9	1	Coude de refoulement	Fonte	
20	1	Presse-étoupe	Bronze	
21	1	Boîte à garniture	Fonte	
27	6	Tresses de 15 x 15	Lattytex 80	
31	1	Arbre	Inox	
32	1	Ecrou	Inox	
36	1	Chemise inférieure	Inox	
37	1	Chemise intermédiaire	Inox	
38	1	Chemise supérieure	Bronze	
40	1	Bague de calage	Acier	
41	1	Roulement SKF n° 22.318		
43	1	Ecrou	Acier	
49	1	Boîte de butée	Fonte	
50	1	Presse-étoupe	Fonte	
59	1	Plateau côté pompe	Fonte	
60	1	Plateau côté moteur	Fonte	
61	3	Broches d'entraînement avec bague	Acier	
67	1	Support de moteur	Fonte	
75	1	Support de pompe	Fonte	
80	1	Coussinet garni d'antifriction	Fonte	
100	1	Couvercle en 2 pièces avec feutre		
146	1	Manomètre 0 : 100		
147	1	Groupe moto-graisseur type PSVM 740, suivant spécification 606 Moteur 380 V. triphasé, 50 Hz, Puissance : 0,18 KW.		

# ANNEXE H :

Brüel & Kjaer	Système de maintenance conditionnelle	Type 7616			
SENSELEC CENTRALE 3 DU CAP DES BICHES					
Date: 91-05-09	RAPPORT COMPARAISON DE DEFECTIFS	Page: 1			
	ID. Machine	ID Pt de mes.	Classe	Date	Version
Courant Référence	PEL23 PEL23	H2P H2P	MAX. MAX.	91-01-06 -- --	3

**INFORMATION MEASURE:**

NIVEAU GLOBAL : 1.407 mm/s<sup>2</sup>

**LISTE AVERTISSEMENTS: (Compensation vit: Pas de valeur calculée spectre MAX)**

Fréquence		Dépassement de		Niveau	Alarme
Courant	Référence	Référence	Gabari	Absolu	
3.28 KCPM		180 %	40 %	99.01 mm/s <sup>2</sup>	
3.47 KCPM		131 %	16 %	67.57 mm/s <sup>2</sup>	
36.8 KCPM		138 %	41 %	89.16 mm/s <sup>2</sup>	
69.0 KCPM		134 %	17 %	74.03 mm/s <sup>2</sup>	
78.0 KCPM		165 %	38 %	89.93 mm/s <sup>2</sup>	
82.2 KCPM		306 %	109 %	128.2 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
87.0 KCPM		226 %	68 %	103.1 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
92.4 KCPM		278 %	89 %	119.4 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
97.8 KCPM		475 %	183 %	181.8 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
104. KCPM		485 %	193 %	194.9 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
110. KCPM		509 %	245 %	261.7 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
116. KCPM		628 %	282 %	276.4 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
123. KCPM		1089 %	492 %	448.3 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
131. KCPM		1744 %	824 %	647.6 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
138. KCPM		1800 %	812 %	702.8 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
146. KCPM		708 %	305 %	298.8 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
155. KCPM		823 %	363 %	341.3 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
164. KCPM		573 %	237 %	317.3 mm/s <sup>2</sup>	Alarme
174. KCPM		327 %	114 %	208.0 mm/s <sup>2</sup>	Alarme

Brüel & Kjer

Système de maintenance conditionnelle

Type: 7616

SFNELEC CENTRAL 3 DU CAS DES DOUBES

Date: 91-05-09

RAPPORT COMPARAISON DE SPECTRES

Page: 2

	ID. Machine	ID Pt de mes.	Classe	Date	Version
Courant	PEL23	H22	MAX.	91-05-05	3
Référence	PEL23	H22	MAX.		

Fig 1.: Cou, Réf

Class: MAX.

Type dans: Fig 1%

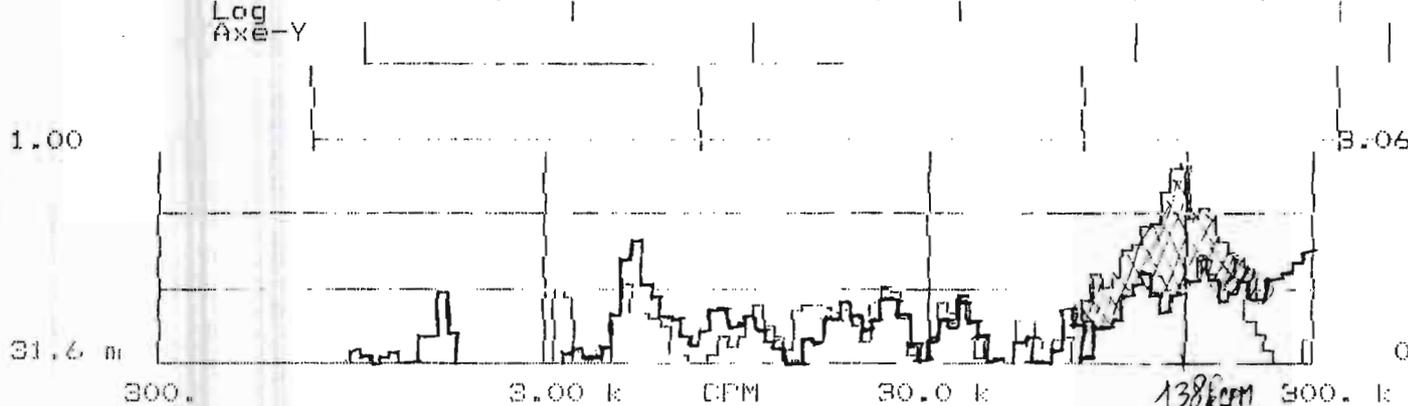
X : FREQUENCE = 138.0 kCPM (Cour)

Y1: RMS NIV. = 702.8 mm/s<sup>2</sup>

Y2: RMS NIV. = 105.1 mm/s<sup>2</sup>

TOTAL RMS = 1.407 m/s<sup>2</sup>

NO D'INTEG. SPECTRA = 33



## BIBLIOGRAPHIE

- (1) Frequency analysis de Brüel & Kjær .
- (2) Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers ,  
Theory and application Handbook  
de Brüel & Kjær .
- (3) recueil de normes françaises : Chocs et vibrations mécaniques,  
afnor , 2<sup>ième</sup> édition (1984) .
- (4) P. Lyonnet , La maintenance : mathématiques et méthodes ,  
2<sup>ième</sup> édition : Lavoisier , 1988 .
- (5) Dynamics of structures , J.L. Humar  
Prentice Hall , Englewood Cliffs , New Jersey (07632) .
- (6) Vibrations in Rotating Machinery , third international  
conference , I Mech E CONFERENCE PUBLICATIONS 1984-10 .
- (7) Theory of vibration with applications ,  
Third Edition , William T. Thomson .
- (8) Les turbopompes - théorie. traçé. construction -  
Adam T. TROSKOLANSKI , édition EYROLLES.
- (9) Elément de machine , 2<sup>ème</sup> édition revue et augmentée (1990)  
Gilbert DROUIN, Michel GOU, Pierre THIRY, Robert VINET ,  
Editions de l'E.P.M.
- (10) Résistance des matériaux , édition corrigée (1987)  
André BAZERGUI, Thang BUI-QUOC, André BIRON, Georges McINTYRE, Charles  
LABERGE , Editions de l'E.P.M.
- (11) La fonction MAINTENANCE , F. MONCHY ,  
COLLECTION TECHNOLOGIES , MASSON (1987) .

SENELEC CENTRALE 3 DU CAP DES BICHES

Date: 91-05-09

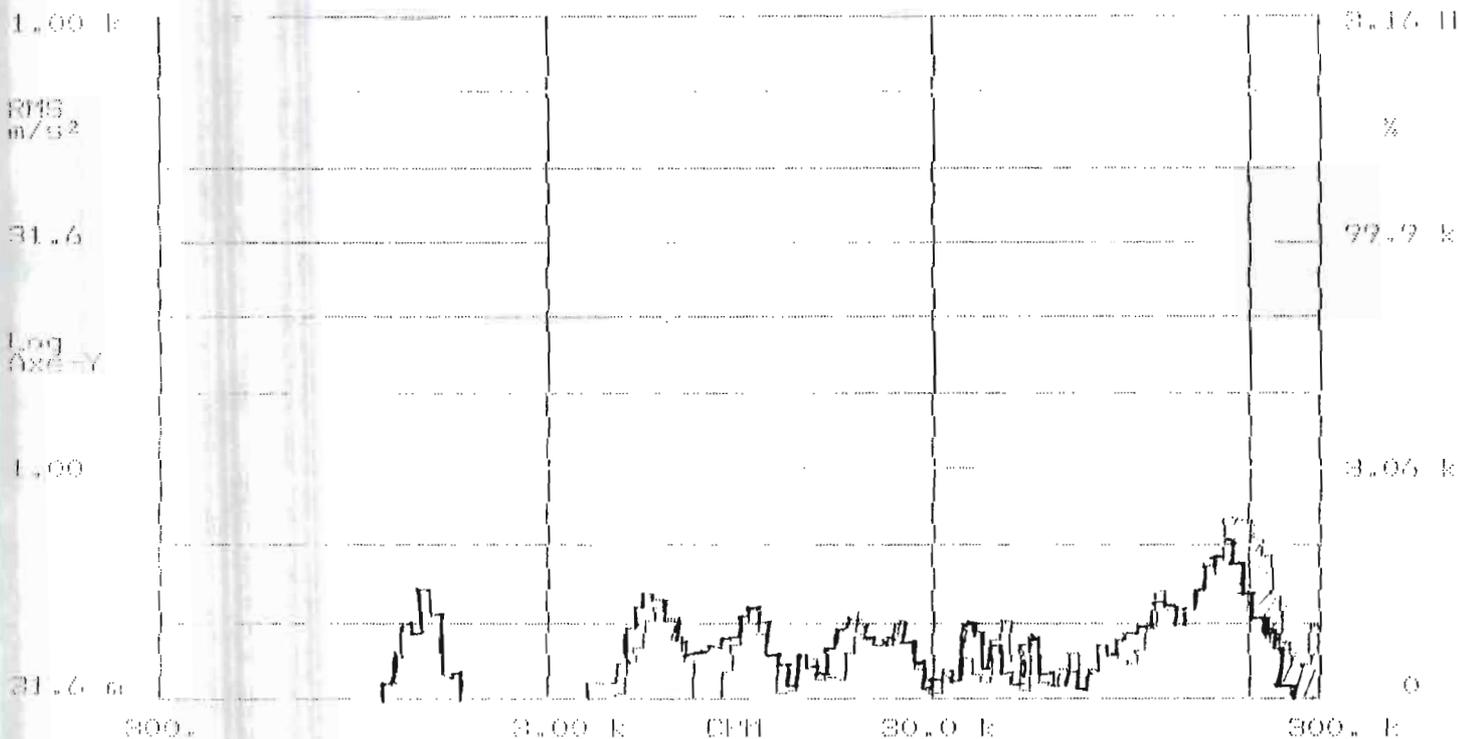
RAPPORT COMPARAISON DE SPECTRES

Page: 7

	ID. Machine	ID Pt de mes.	Classe	Date	Version
Courant	PFL23	H21	MAX.	91-05-06	3
Référence	PFL23	H21	MAX.		

Fig 1.: Cour, Réf

Class: MAX.		Type don.: Log 6%	
X :	FREQUENCE	=	195.0 HZ (Cour)
Y1:	RMS NIV.	=	468.2 mm/s <sup>2</sup>
Y2:	RMS NIV.	=	150.8 mm/s <sup>2</sup>
		TOTAL RMS = 1.163 m/s <sup>2</sup>	
		NR D'INTEG. SPECTRA = 11	





2 - Appareils principaux

Les organes de réglage et de sécurité sont les suivantes :

21.4. Organes de réglage

- Régulateur de vitesse 121
- Dispositif de variation de vitesse 122
- Soupapes de réglage 101/ 1 à 4
- Relais de gradient de pression des soupapes 131
- Relais de gradient de pression des clapets de scutirage 251
- Accéléromètre 123

22.3. Organes de sécurité

- Appareil de mise en marche et d'arrêt 234
- Vannes d'admission 201/ 1 à 2
- Fin de course sur les vannes
- Déclencheur de survitesse 221 / 1 à 2
- Limiteur de vide 153
- Coup de poing 223 avec Electrovanne pour commande à distance
- Case vide 209
- Manostats 660 et 661 sur circuit de graissage
- Manostat 225 de sécurité de vide
- Relais de sécurité pour clapets de scutirage 252

22.4. Systèmes d'alimentation

- Pompe à huile principale 503
- Mote pompe à courant alternatif 506
- Mote pompe à courant continu 506
- Réfrigérant 631 et filtres 603/1,2
- Circuit d'huile motrice 513
- Circuit d'huile de graissage 610
- Circuit de réglage 112
- Circuit de sécurité 212
- Pompe de soulèvement 609**

COMMANDE PAR HUILE SOUS PRESSION

La pompe principale 503 fournit à la fois le débit d'huile nécessaire à la régulation et au graissage. La pression est maintenue constante par la soupape manostatique 525. L'huile de graissage est distribué aux paliers par le circuit 610 alimenté par l'ediaphragme 621.

504  
AP

N° O.T.		DESIGNATION DE L'APPAREIL		1/2	3/4	5/6	7/8	9/10	11/12	13/14	15/16	17/18	19/20	21/22	23/24	25/26	27/28	29/30	31	
231111		Pondé		1	2	3	4													
ACTIVITE		N° APPAREIL		BLOCAGE		MOTIF		DATE		URGENCE		DATE EXECUTION		INGENIEUR ENTRETIEN		CHEF ORD. EXECUTION		PREPARATEUR		
		Remise Générale																		
DESIGNATION DU TRAVAIL																				

Schéma d'enclenchement	N° PHASE	DESIGNATION DES PHASES	DUREE PREVEUE	Prévisions Eq/T				Temps total		Réalizations Eq/T				DATE exécution	NUMEROS Des Bons Matières	N° DES BONS de Réintégration
				EL	MP	MC	MA	Prévu	Réel	EL	MP	MC	MA			
o	10	Coudingations et dépis Hotees	1 <sup>h</sup> 15	1 <sup>h</sup> 15										/		
o	20	Dépis des aplees et fouef	1 <sup>h</sup> 24	2 <sup>h</sup> 10	1 <sup>h</sup> 11									/		
o	30	Elégues de la fouef	1 <sup>h</sup> 44	2 <sup>h</sup> 40	1 <sup>h</sup> 11									/		
o	40	Dépis Tulip	2 <sup>h</sup> 14	2 <sup>h</sup> 15	2 <sup>h</sup> 10									/		
o	50	Dépis Hélic (Pitor)	1 <sup>h</sup> 12	2 <sup>h</sup> 10	1 <sup>h</sup> 11	1 <sup>h</sup> 11								/		
o	60	Dépis Orti butes	2 <sup>h</sup> 14	2 <sup>h</sup> 15	2 <sup>h</sup> 10									/		
o	70	Extaction Arbre et secumie	2 <sup>h</sup> 12	2 <sup>h</sup> 11	2 <sup>h</sup> 10									/		
o	80	Nettoyage	4 <sup>h</sup>	3 <sup>h</sup> 55	1 <sup>h</sup> 10									/		
o	90	Remontage	8 <sup>h</sup>	2 <sup>h</sup> 10	2 <sup>h</sup> 11	1 <sup>h</sup> 11								/		
o	100	Pos et bandes au col Hotees	1 <sup>h</sup> 15	1 <sup>h</sup> 11	1 <sup>h</sup> 10	1 <sup>h</sup> 11								/		

ANNEXE J

SENELEC CENTRAL E.C.	GAMME D'ORDONNANCEMENT	Temps total		Temps total		LE PREPARATEUR		
		prévu	→	←	réel	J	M	A

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

23 1 17

*Op. électrique*

BON DE TRAVAIL

9023

*Dépose Accouplement*

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

20

*Dépose Accouplement*

Durée

Equipe

Temps Total

EL

MP

MC

MA

*1/2 h*

*2 h 0*

*16*

Bon état

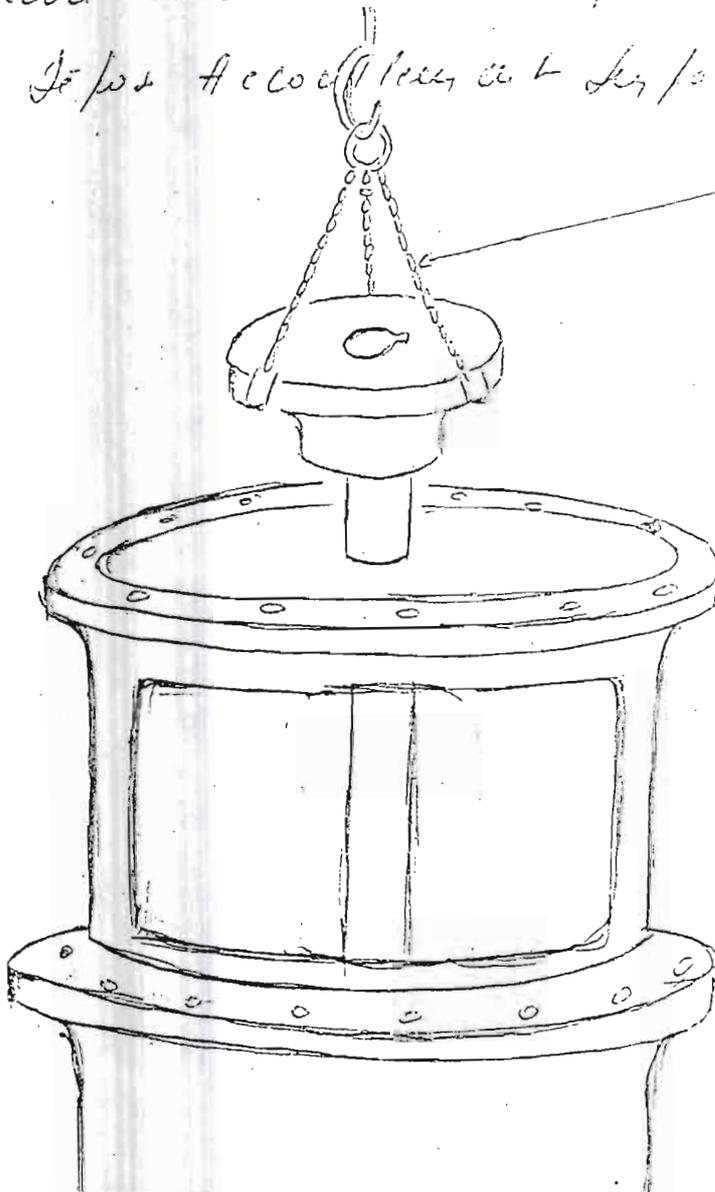
Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

*Porter la chaîne à 3 braches sur l'accouplement à 120° (R.P.)*

*lever doucement avec 6 solénoïdes*

*Dépose Accouplement sur potiquet*

*chaîne à 3 braches placée à 120°*



Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

23 177

Pp - lustré

BON DE TRAVAIL

② M

Elevage de la pup.

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

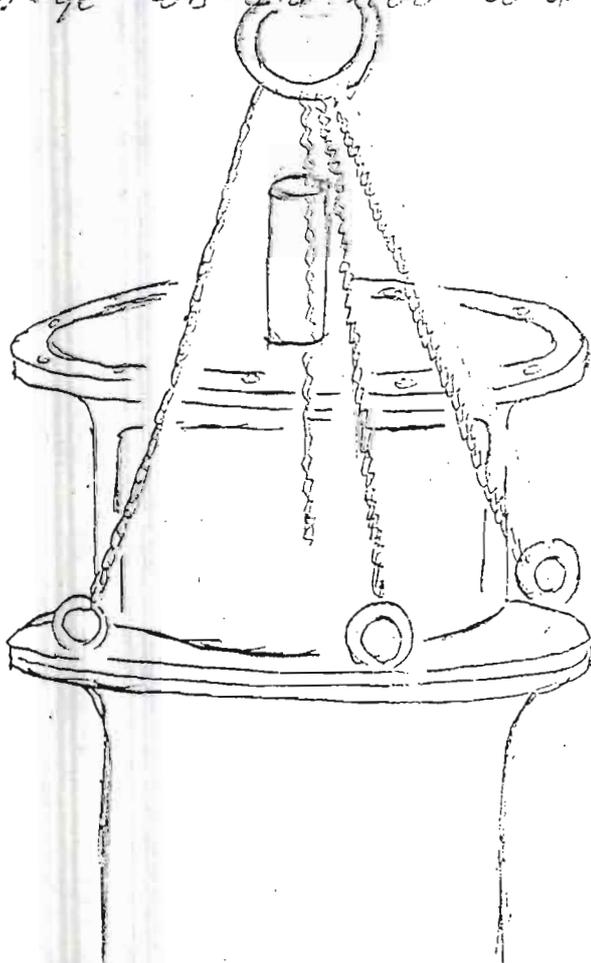
Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

30 Elevage de la pup.

- Déballer via sortie brd et scél
- Monter 4 câbles #18 avec œillets de largeur à 90° sur support usiné, ref. (67)
- Serrer les œillets sur base support usiné
- Lever progressivement avec filaire électrique
- Faire attention à la tension des câbles lors de la levée de la pup.



Durée	Equipe				Temps Total
	EL	MP	MC	MA	
1 1/2		2 1/2			3 1/2

Bon état Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

4 câbles #18  
 4 œillets #18  
 1 cl. plat de 42  
 1 cl. poly god de 42  
 1 cl. plat de 53  
 1 cl. poly god de 53  
 1 porteur  
 1 cl. plat 361C  
 1 cl. plat poly  
 36 x 49

Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

Pp elevatrice

BON DE TRAVAIL

23/1/77

u.c

MA

Dépose tu lift

A v.

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

Pl. clés

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

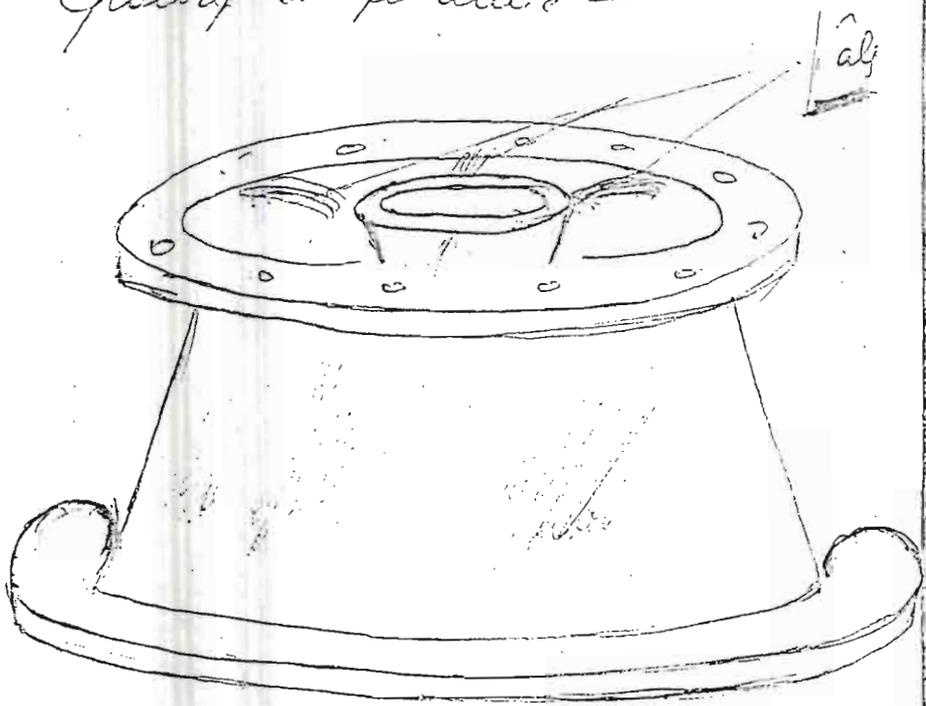
Durée	Equipe				Temps Total
	EL	MP	MC	MA	
3/4		157			
		270			

40 Dépose de la tu lift

Bon état Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

- Déballer la tu lift Ref. (1)
- Soulever la poire
- Lancer la tu lift sur le pas quart
- Observer état tu lift (tôle et ogive + bride de fixation)
- Observer état qu'il n'y a pas de gravure sur la tu lift (Matériau tout à fait ok 4,37% de chaux)
- Dégrafer tu lift et si possible gratter et peindre

- 1 cl. polygone 30x30
- 1 cl. plate de 132
- 1 tournevis
- 1 tournevis



Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

85 927

Poléostatic 20

BON DE TRAVAIL

N. C.

MM

50 Jeps H.C.C. (rotor)

N. v.

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

Pr. clés

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

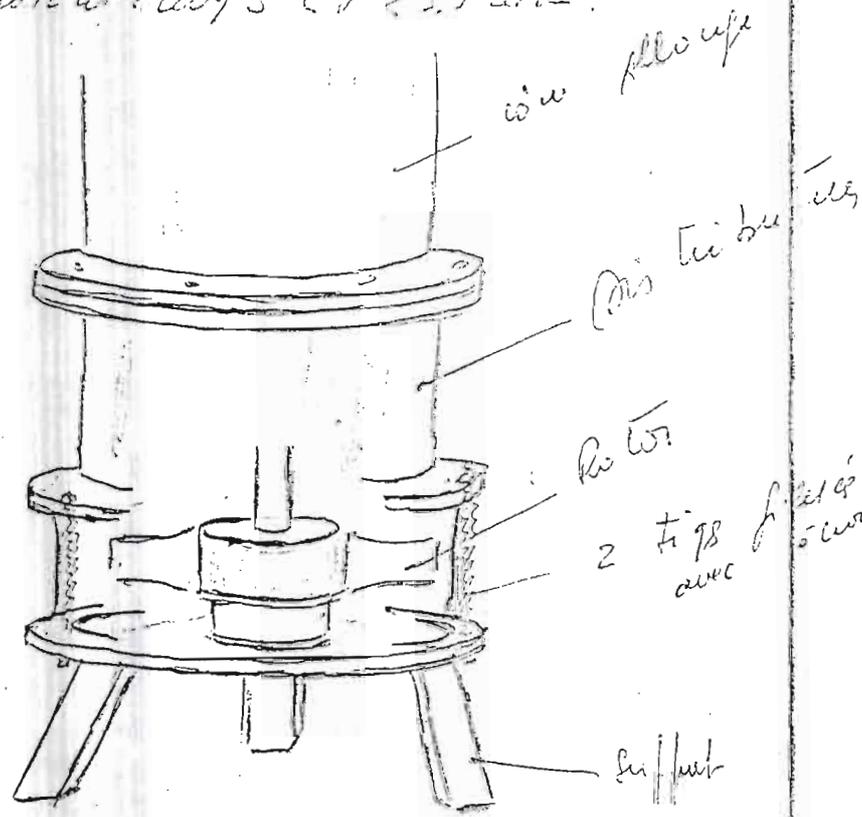
Durée	Equipe				Temps Total
	EL	MP	MC	MA	
1h		ET 1ET			

50 Jeps H.C.C. (rotor)

- Pol. Essentielle pour les essais
- Demander l'envoi du rotor 12/ (32)
- levée progressive avec le palan de l'essentielle de la part (l'essentielle rotor ref. (3) sur la charisse)
- Deux tags, clavette sur rotor
- Contrôle jcs. rotor H.C.C. - essence de poléostatic 3 et 7 (3.5 am)

Bon état Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

- 1 charisse de support
- 2 tags f.c. tag 415
- 1 clé 80
- 1 clé plate de 2 1/2
- 1 clé polygone 6
- 1 Tour à vis



Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C 3

23 17 7

Pp distrib

BON DE TRAVAIL

23 11

Dépos distributeur

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

Pour clés

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

Durée

Equipe

Temps Total

EL

MP

MC

MA

3/46

101  
117

60 Dépos distributeur

Bon état

Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

- Poser Ensemble pour sur 2 calq

- Déboulonner bride supérieure distributeur

- lever programme palay

- Pos distributeur sur la queue

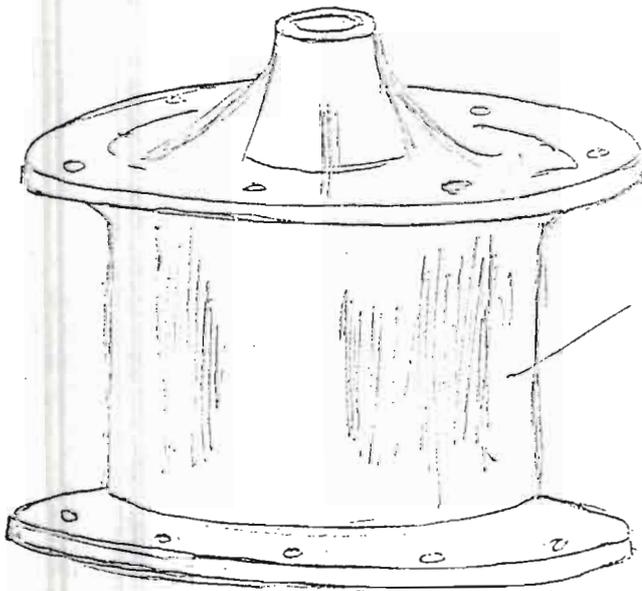
- Démontage, examen et réparation de frotif V. Rég. de EO.

X - Observations palay distributeur et org. (Etat de corrosion)

T - Contrôle jeu et centre répartition, essai

X - Contrôle jeu total

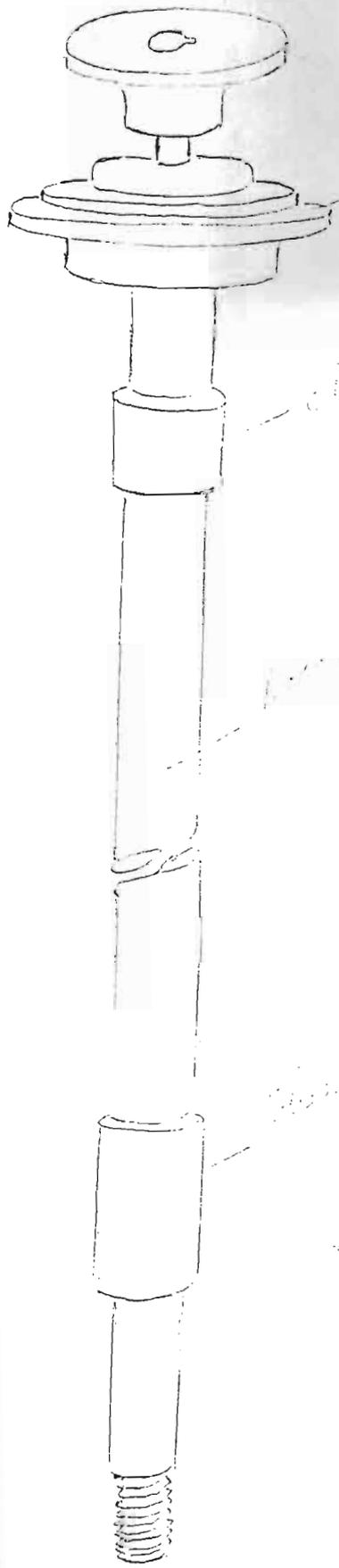
- 2 calq au bin
- l = 100 mm
- l = 200 mm
- l = 600 mm
- 2 cli polypropyl de 2
- 2 cli plates de 20
- 2 cli plates de 30
- 1 tournevis
- 1 cli plate 17
- 1 cli polypropyl 17
- 1 cli plate



Distributeur

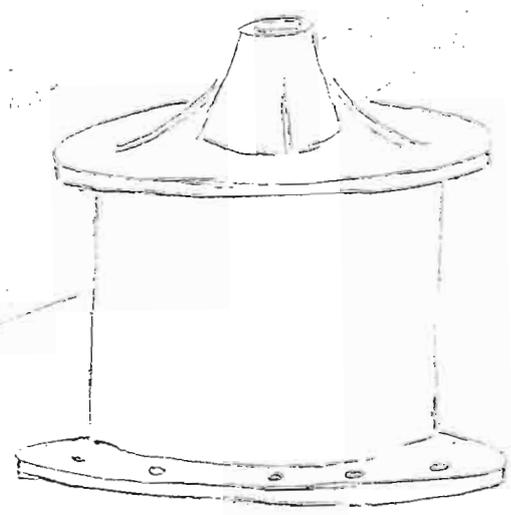
plc  
en

Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

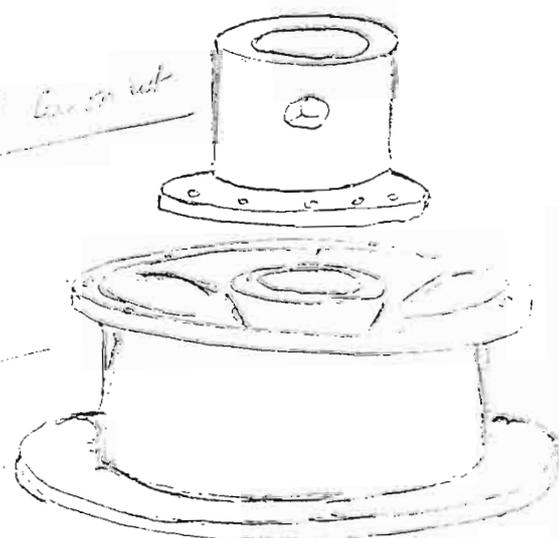


फ्लैट सर्फिस  
सेमि सेल

कॉम्पैक्ट डिजाइन



कॉम्पैक्ट डिजाइन



- फ्लैट सर्फिस सेमि सेल

23177

1<sup>re</sup> élévatrice

BON DE TRAVAIL

Extraction huile et  
accessoires.



DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

ats clés

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

Durée	Equipe				Temps Total
	EL	MP	MC	MA	
2 1/2		1 1/2 à 2 h.			

Bon état Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

70 Extraction huile et accessoires.

- Poser ensemble forest sur socle
- Extraire l'arbre avec câble et écorcheur
- Démontager au fur et à mesure le boîtier de protection de la boîte à huile Ref. (59)
- Poser arbre horizontal sur ses 2 vifs

71 Travaux corps de pompe

- Soulever corps de pompe et
- Poser sur socle
- Extraire arbre

(voir schéma sur feuillet ①)

- 1 câble 1/2" L = 10
- 2 câbles 1/2"
- 1 di à pip 27
- 1 di plate 27
- 1 di poly 27
- 2 vifs sur socle
- 1 di plate 27
- 1 27-27
- 1 27-27
- 1 di plate 27
- 1 di à pip 27
- 1 jet de 27
- L = 200

- Démontage couvercle en 2 parties avec filets Ref. (60)
- Sécher le couvercle
- Démontager et nettoyer l'arbre Ref. (61)
- Sécher l'arbre Ref. (62)
- Extraire le palier de l'arbre Ref. (63)
- Limer l'arbre
- Remontage couvercle avec filets Ref. (64)
- Démontage couvercle interne sur socle Ref. (65)
- Poser l'arbre sur socle (voir schéma d'exécution)

Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

23 177

Spe. électrique

BON DE TRAVAIL

3 M

Nettoyage

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

80 Nettoyage pièces et accessoires

Durée	Equipe				Temps Total
	EL	MP	MC	MA	
4h 7		225			
		100			

Bon état Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

- Nettoyage Boules
- Foudroi de P.E / retour au service
- Nettoyage Roulements
- Graissage et lubrification / graissage, huile, graisse
- Entretien des fûts / corps de pompe
- Graissage fûts de pompe
- Nettoyage et remplacement Graisse dans Vague distributeur et remplacement coussinet.
- Préparation documents

- 5 l de WD40
- 5 l de Graisse
- 3 kg chiffes
- 1 brass 400 litres
- 1 kg de graisse

Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention :

N° O.T.

DESIGNATION DE L'APPAREIL

SENELEC — CENTRALE C3

23 177

Spéciale

BON DE TRAVAIL

2011

Réparations

N° d'Appareil

DESIGNATION DU TRAVAIL

Le Préparateur

Le C.M. d'exécution

Points clés

NUMERO — TITRE ET LIBELLE DE LA PHASE

Durée

Equipe

Temps Total

50

EL MP MC MA

90

Réparations

Bon état

Remis en état — Mesures et Outillages spéciaux

Réparations des moteurs auxiliaires  
Prévoir les 7 jours de dépannage

Ne pas oublier les  
7 jours de dépannage  
à prévoir

Observation  
2,2 < J < 0,3

Polarité observée de la batterie

3 < J < 5,5

Polarité - Base de la batterie

2 < J < 2,5

Observation 2 jours - Base Est. 10 jours

0,2 < J < 0,3

Observation

Régler l'origine des distributions  
et l'alignement des commutateurs

(Ligne 3)  
Potentiel de la ligne 10  
à vérifier

à vérifier  
à vérifier

Travaux pour l'alignement des commutateurs  
à prévoir 18 jours

à prévoir 18 jours  
à prévoir 18 jours

Travaux pour l'alignement des commutateurs  
à prévoir 18 jours

à prévoir 18 jours  
à prévoir 18 jours

à prévoir 18 jours

à prévoir 18 jours

Nombre d'heures de fonctionnement de l'appareil au moment de l'intervention

R= 0.000000000000000E+0000  
C= 0.000000000000000E+0000  
123= 5.92175511137091E+0005  
124= 4.83590942658665E+0005  
125= 4.61645630223635E+0005  
126= 4.95427004390241E+0005  
127= 4.89376342948000E+0005  
128= 4.91320382371629E+0005  
134= 5.06738353356560E+0005  
135= 4.83704995692700E+0005  
136= 5.19060958682760E+0005  
137= 5.12682257763410E+0005  
138= 5.14679558541111E+0005  
145= 3.99571725008400E+0005  
146= 4.28752620551465E+0005  
147= 4.23458432392609E+0005  
148= 4.25082903691806E+0005  
156= 4.12347769444304E+0005  
157= 4.07238445657060E+0005  
158= 4.08783024925148E+0005  
167= 4.38588996735576E+0005  
168= 4.40240098711808E+0005  
178= 4.34760628647145E+0005  
234= 5.29265262139334E+0005  
235= 5.05098507490009E+0005  
236= 5.41902898630429E+0005  
237= 5.35128843513662E+0005  
238= 5.37099153740313E+0005  
245= 4.16888560614655E+0005  
246= 4.47241771697790E+0005  
247= 4.41627463630590E+0005  
248= 4.43229982614933E+0005  
256= 4.29864356678660E+0005  
257= 4.24451676930227E+0005  
258= 4.25975383505504E+0005  
267= 4.56945223879417E+0005  
268= 4.58574013666782E+0005  
278= 4.52776927503312E+0005  
345= 4.43847299091051E+0005  
346= 4.76103631486381E+0005  
347= 4.70067625137811E+0005  
348= 4.71714048751862E+0005  
356= 4.57433303533077E+0005  
357= 4.51617624072803E+0005  
358= 4.53183076033704E+0005  
367= 4.86072931672983E+0005  
368= 4.87746345838084E+0005  
378= 4.81522553774169E+0005  
456= 3.79777681170607E+0005  
457= 3.74922886699420E+0005  
458= 3.76196120960953E+0005  
467= 4.03471172682293E+0005  
468= 4.04832216203242E+0005  
478= 3.99639039707580E+0005  
567= 3.87487273314912E+0005  
568= 3.88781380269256E+0005  
578= 3.83781364844869E+0005  
678= 4.11587933233355E+0005

LE COUT DE MAINTENANCE EST EGAL A :

5.29272544130107E+0005

R=(\*\*\*\*\* ANNEXE K \*\*\*\*\*)

{ CE PROGRAMME PERMET DE CALCULER LES COUTS DE MAINTENANCE DES POMPES }  
{ ELEVATRICES } }

USES CRT,printer;  
CONST X=1455867;  
CONST Y=21;  
VAR I,J,K,L : INTEGER ;  
VAR S,P,M,Z,T : EXTENDED;  
VAR R:ARRAY[1..20] OF REAL;  
C:ARRAY[1..20] OF REAL;

PROCEDURE DONNEES;  
BEGIN  
repeat  
i:=i+1; WRITELN(LST,I);write(LST,'R=');readln(r[i]);WRITELN(LST,r[i]);  
write(lst,'C=');readln(c[i]);writeln(lst,c[i]);  
until C[i]=0;  
END;

PROCEDURE CALC;  
BEGIN  
FOR I:=1 to 6 DO  
BEGIN  
FOR J:=I+1 TO 7 DO  
BEGIN  
FOR K:=J+1 TO 8 DO  
BEGIN  
P:=(1-R[I])\*(1-R[J])\*(1-R[K]);  
FOR L:=1 TO 8 DO  
BEGIN  
S:=S+C[L]\*Y;  
END;  
Z:=S-C[I]-C[J]-C[K];  
M:=(Z+X)\*P;T:=T+M;

READLN;  
WRITELN(LST,I,J,K,'=',M);  
END;  
END;  
END;  
END;

BEGIN  
I:=0;J:=0;K:=0;L:=0;M:=0;S:=0;P:=0;Z:=0;T:=0;  
DONNEES;CALC;WRITE(LST,'LE COUT DE MAINTENANCE EST EGAL A : ',T/48);  
writeln (lst,t);  
READLN;

END.1  
R= 2.600000000000218E-0001  
C= 1.522800000000028E+0001  
2  
R= 2.69999999999982E-0001  
C= 8.05299999999988E+0000  
3  
R= 2.500000000000000E-0001  
C= 8.648300000000075E+0001  
4  
R= 3.899999999999873E-0001  
C= 1.725000000000000E+0001  
5  
R= 4.200000000000073E-0001  
C= 1.463000000000047E+0001  
6  
R= 3.800000000000109E-0001  
C= 7.427000000000186E+0001  
7  
R= 3.899999999999873E-0001  
C= 4.984000000000256E+0001  
8  
R= 3.899999999999873E-0001

## BIBLIOGRAPHIE

- (1) Frequency analysis de Brüel & Kjær .
- (2) Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers ,  
Theory and application Handbook  
de Brüel & Kjær .
- (3) recueil de normes françaises : Chocs et vibrations mécaniques,  
afnor , 2<sup>ième</sup> édition (1984) .
- (4) P. Lyonnet , La maintenance : mathématiques et méthodes ,  
2<sup>ième</sup> édition : Lavoisier , 1988 .
- (5) Dynamics of structures , J.L. Humar  
Prentice Hall , Englewood Cliffs , New Jersey (07632) .
- (6) Vibrations in Rotating Machinery , third international  
conference , I Mech E CONFERENCE PUBLICATIONS 1984-10 .
- (7) Theory of vibration with applications ,  
Third Edition , William T. Thomson .
- (8) Les turbopompes - théorie.traçé.construction -  
Adam T. TROSKOLANSKI , édition EYROLLES.
- (9) Elément de machine , 2<sup>ème</sup> édition revue et augmentée(1990)  
Gilbert DROUIN, Michel GOU, Pierre THIRY, Robert VINET ,  
Editions de l'E.P.M.
- (10) Résistance des matériaux , édition corrigée(1987)  
André BAZERGUI, Thang BUI-QUOC, André BIRON, Georges McINTYRE, Charles  
LABERGE , Editions de l'E.P.M.
- (11) La fonction MAINTENANCE , F.MONCHY ,  
COLLECTION TECHNOLOGIES , MASSON(1987) .

