

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

KENNOUCHE OUARDIA

Thème

Etude et maintenance de la pompe centrifuge DVMX 6.8.11 /E5

De la station de pompage SP3 –RTC Bejaia.

Soutenu le 01/07/2018 devant le jury composé de:

Mr.DJERRADA. A	Président
Mr.LAGGOUNE. R	Rapporteur
Mr.BENSLIMANE. A	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes chaleureux remerciements et ma gratitude à mon promoteur Pr LAGGOUNE.R pour son enthousiasme, sa compréhension et ses valeureux conseils, il m'a apporté une compréhension plus approfondie des divers aspects du sujet, il m'a appris un art de vivre. Je lui présente les témoignages de ma sincère reconnaissance.

Je remercie également mon co-promoteur Mr CHELOUAH. D et Mr RACHEDI. F pour leurs accueil et la grande confiance qu'ils m'ont accordé. Leurs connaissances scientifiques et leurs capacités à les partager m'ont été bénéfiques lors de la réalisation de ce travail, sans oublier Mr Makhnache.K, Mr Djaouzi, Mr Ourabah.M, Mr Rahrah.A, Mr Ghilas et Mrrafik. J'ai eu beaucoup de plaisir à travailler à côté de vous. Je vous remercie pour votre sincérité et votre joie de vivre. Je vous souhaite une grande réussite pour vos avenir professionnels et personnels

Je remercie, Mr BOUKHEZZAR.M, Mr et Mme KACHER, Mr HIDDOUD et Mr KHENNOUNE pour les opportunités qu'ils m'ont offertes pour intégrer dans le monde professionnel.

Mes remerciements sont aussi à Mr BENARABE. M pour tous les efforts qu'il n'a cessé de déployer, ses suggestions m'ont énormément aidé à améliorer ce travail.

Je tiens à remercier très spécialement Mr DJERRADA, pour sa façon très spéciale de m'encourager, il a été un honneur pour moi de suivre ses cours, merci d'avoir accepté d'examiner ce projet de fin d'étude, et Mr BENSLIMANE aussi qui a été toujours là pour nous, sans oublier Mr HAMTACHE pour le temps qu'il a consacré pour moi.

Je clos enfin ces remerciements, par mes adorables parents, frères et sœurs et tous mes amis que j'ai eu la chance d'avoir.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

Mon rayon de soleil, et à la lumière qui illumine ma vie, mon cher papa et ma chère mère, j'espère vous serez toujours fière de votre fille.

Mon grand père et yema baya que dieux vous garde pour moi.

Plus belles sœurs au monde Rachida, Chafia et Souhila et mes chers frères Djamal et Ali, vous êtes mon appui, je vous aime énormément.

Mes poussins Wassim, Rayan, Houssin, Bilal, Rassim et mes fofoune lysa, Manel, Tiziri et Nissema

Dada Mohand qui m'a suivi depuis le premier jour de ma scolarité, tu es un deuxième père pour moi

Ma tante Samira et ses enfants, à mes cousins et cousines spécialement Farid et Aziz.

Ma Kaissa et son mari que dieu m'a envoyé dès mon premier jour à l'université, tu es un amour ma bichette.

Mes copines de chambres Djimi, Sabrina et fatma, vous allez trop me manquer et ma meilleure amie Nassira.

Mes cocote minotes, sans vous je ne saurai pas comment finir ce mémoire, vous étiez le binôme que je n'avais pas, à Farid aussi, je ne trouve pas les mots qui pourront décrire mes sentiments, je vous aime 70 milliard de km au-dessous de mon cœurs.

Ouardia

« Si tu veux tracer droit ton sillon, accroche ta charrue à une étoile ».

Proverbe Berbère.

TABLE DES MATIERES

TABLES DES MATIERES.....	i
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	viii
GLOSSAIRE	ix
Introduction générale	1
I. Présentation de la SONATRACH « RTC »	
I.1. Introduction	3
I.2. Principales activités de la SONATRACH	4
I.2.1. Activité amont.....	4
I.2.2. Activité commercialisation.....	4
I.2.3. Activité aval.....	4
I.2.4. Activité Transport	4
I.3.Région Transport Centre Bejaia.....	4
I.3.1. Département méthode (MTH).....	5
I.3.1.1.Service préparation.....	5
I.4.Description des installations techniques de la RTC.....	6
I.4.1.L'oléoduc OB1/DOG1.....	6
I.4.1.1.Description	6
I.4.1.2.Caractéristiques des principaux équipements et systèmes.....	7
I.4.1.3.Régimes de fonctionnement usuels du STC OB1/OG1.....	10
I.4.1.4. Les Pressions mises en jeu	11
I.5.Conclusion.....	12

II. Généralités sur les pompes centrifuges

II.1.Introduction.....	13
II.2.Définition et domaine d’application.....	13
II.3.Types des pompes.....	14
II.3.1.Pompes à déplacement.....	14
II.3.2.Pompes centrifuges.....	14
II.3.3.Autres types.....	15
II.4.Selection des pompes.....	15
II.5.Pompe centrifuge.....	15
II.5.1.Définition et fonctionnement des pompes centrifuges.....	16
II.5.2.Composants des pompes centrifuges et leurs buts.....	16
II.5.2.1.Composants hydrauliques.....	17
II.5.2.2.Composants mécaniques.....	20
II.5.3.Normes des pompes centrifuges.....	21
II.5.4.Classification des pompes centrifuges selon la norme API 610.....	22
II.5.5.Théorie des pompes centrifuges.....	23
II.5.5.1.Evolution du liquide dans la roue.....	23
II.5.5.2.Triangle des vitesses.....	24
II.5.5.3. Grandeurs impliquées dans l’utilisation des pompes centrifuges.....	25
II.5.5.4.Débit volumique.....	25
II.5.5.5.Hauteur manométrique.....	26
II.5.5.6.Puissance.....	27
II.5.5.7.Rendement.....	27
II.5.5.8.Pertes énergétiques.....	29

TABLE DES MATIERES

II.5.5.9.Courbes caractéristiques de la pompe.....	29
II.5.6.Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	33
II.5.7.Couplage des pompes centrifuges.....	34
II.5.7.1.Couplage en série.....	34
II.5.7.2.Couplage en parallèle.....	35
II.5.8.Similitude des pompes centrifuges.....	35
II.5.8.1.Théorie de similitude.....	35
II.5.8.2.Similitude des pompes.....	35
II.5.8.3.Coefficient de Rateau.....	36
II.5.8.4.Similitude de fonctionnement.....	37
II.5.8.5.Vitesse spécifique.....	37
II.5.9.Choix des pompes centrifuges.....	39
II.5.10.Facteurs de disfonctionnement des pompes centrifuges.....	39
II.5.11. <i>NPSH</i> et le phénomène de la cavitation dans les pompes.....	39
II.5.11.1. Hauteur de charge nette à l'aspiration.....	40
II.5.11.2.Cavitation.....	41
II.6.Conclusion.....	43
 III. Performance de la pompe centrifuge DVMX 6.8.11 haute pression et l'effet de l'usure.	
III.I. Pompe centrifuge DVMX 6.8.11.....	44
III.I.1.Description de la DVMX.....	44
III.I.2Conception de la pompe.....	44
III.I.2.1.Corps de la pompe.....	44
III.I.2.2.Mobile de la pompe.....	46
III.I.3.Courbes caractéristiques de la pompe.....	48

TABLE DES MATIERES

III.I.4.Paramètres de performances de la pompe.....	49
III.I.5.Schéma descriptif de la pompe.....	49
III.II. Matériaux et mécanismes d'usure des pompes.....	50
III.II.1.Matériaux des pompes.....	50
III.II.2.Types des matériaux.....	51
III.II.3.Usure et phénomène de frottement.....	51
III.II.3.1.Phase de la vie d'un mécanisme.....	52
III.II.3.2.Principaux mécanismes d'usure des surfaces.....	53
III.II.3.3.Types d'usure.....	53
III.II.4.Usure abrasive.....	56
III.II.4.1.Mécanisme d'usure abrasive.....	57
III.II.4.2. Aspects tribologiques de l'usure abrasive.....	58
III.II.4.3.Paramètres influant sur l'usure abrasive.....	60
III.II.4.4.Quantification de l'usure abrasive.....	60
III.II.4.5.Combattre l'usure abrasive.....	61
III.II.5. Règles fondamentales pour éviter l'usure.....	62
III.III. Conclusion.....	62
IV. Application pour la pompe DVMX 6.8.11.	
IV.1.Introduction.....	63
IV.2.Calcul de vérification hydraulique.....	63
IV.2.1.Hauteur manométrique.....	63
IV.2.2.Vitesse spécifique.....	64
IV.2.3.Calcul des rendements.....	65
IV.2.3.1.Rendement hydraulique.....	65

TABLE DES MATIERES

IV.2.3.2.Rendement volumétrique.....	65
IV.2.3.3.Rendement mécanique.....	66
IV.2.3.4.Rendement global.....	66
IV.2.4.Puissance absorbée par la pompe.....	67
IV.2.5.NPSH.....	67
IV.3.Temps de bon fonctionnement.....	67
IV.4.Effets de l'usure interne sur les performances de la pompe	68
IV.5.Optimisation de la durée de révision générale de la DVMX.....	68
IV.5.1.Processus de supervision.....	69
IV.5.1.1.Fiches des jeux fonctionnels des pompes principale de M'sila.....	69
IV.5.1.2.Vitesse d'usure des bagues d'usures pour les pompes (B, C et E)....	70
IV.5.2.Processus de pronostique à la défaillance.....	71
IV.5.2.1.Prevision sur les hauteurs usées et les jeux fonctionnels.....	72
IV.5.2.2.Risques provoqués par l'augmentations des jeux fonctionnels.....	73
IV.5.3.Estimation des performances futures du système.....	74
IV.5.3.1.Prévision de débit de fuite et la chute de rendement	74
IV.5.3.2.Interprétation des résultats.....	75
IV.5.3.3.Solutions pour éviter ces risques.....	75
IV.5.4. Choix du meilleur plan de maintenance.....	76
IV.6.Avantages de la mise à jour du période de la révision générale.....	76
IV.7.Conclusion.....	77
Conclusion générale.....	78
Référence bibliographique	
Annexes	

TABLE DES FIGURES

- I.1 Schéma d'organisation de la SONATRACH.
- I.2 Schéma d'organisation de la RTC.
- I.3 Carte générale du tracé de l'oléoduc DOG1

- II.1 Pompe à vis d'Archimède
- II.2 Pompe à déplacement (volumique)
- II.3 Game d'utilisation des pompes centrifuges et volumétriques.
- II.4 Pompe centrifuge
- II.5 Pompe centrifuge monocellulaire (mono-étagée)
- II.6 Les différents designs de roue.
- II.7 Les différents types de roue.
- II.8 Les différents designs des volutes.
- II.9 Schéma d'une garniture mécanique.
- II.10 Schéma représentatif des directions de vitesse.
- II.11 Triangle des vitesses
- II.12 Courbe caractéristique d'une pompe idéale
- II.13 Courbe caractéristique d'une pompe réelle
- II.14 Courbe de rendement de la pompe
- II.15 Courbe de performance de la pompe centrifuge
- II.16 Courbe de la pompe via courbe du système
- II.17 Pompe en série
- II.18 Pompe en parallèle
- II.19 Forme de l'aubage de la roue selon la vitesse spécifique
- II.20 Diagramme thermodynamique d'état
- II.21.Effets de la cavitation

- III.I.1. Désignation de la pompe
- III.I.2.Demi corps inferieur de la pompe
- III.I.3 Demi corps supérieur de la pompe
- III.I.4.Mobile de la pompe
- III.I.5.Roue
- III.I.6 Garniture mécanique

- III.I.7 Les courbes $H = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$
- III.I.8 Les courbes $P = f(Q)$ et $NPSH = f(Q)$.
- III.II.1. Facteurs affectant la pertinence des matériaux de la pompe
- III.II.2 Evolution de l'usure en fonction du temps
- III.II.3 Dégradations des pièces de contact lors de la révision
- III.II.4 Erosion-corrosion sur une roue en acier 13Cr + Mo.
- III.II.5 Mécanisme de l'usure adhésive
- III.II.6 Zones d'amorçage des fissures de fatigue
- III.II.7 Usure abrasive chemise-piston d'équilibrage dans une DVMX.
- III.II.8 Mécanisme d'abrasion
- III.II.9 Usure abrasive à deux corps
- III.II.10 Usure abrasive à trois corps
- III.II.11 Différentes formes d'érosion abrasive selon l'angle d'incidence des particules

- IV.1. Effets de l'usure interne sur les performances de la pompe.
- IV.2. Repère des jeux fonctionnels de la pompe DVMX 6.8.11.

Liste des tableaux

- I.1 Caractéristiques des principaux équipements de chaque station.
- I.2 Régime de fonctionnement de l'OB1
- I.3 Régime de fonctionnement de l'OG1
- I.4 Débit en fonction de la pression pour SP1 Bis
- I.5 Débit en fonction de la pression pour SP2
- I.6 Débit en fonction de la pression pour SP3
- I.7 Pression d'aspiration et de refoulement de l'OG1

- II.1 Les différents types des pompes centrifuges.
- III.I.1. Tableau des paramètres de la pompe DVMX 6.8.11.
- III.II.1 Tableau des coefficients d'usure

- IV.1. Les grandeurs usuelles du nombre de tours spécifique.
- IV.2. Temps de bon fonctionnement des pompes (B, C et E).
- IV.3. Vitesse d'usure pour chaque repère.
- IV.4. Prévisions sur les hauteurs usées des bagues d'usure.
- IV.5. Prévisions sur les hauteurs usées des bagues d'usure.
- IV.6. Prévision sur débit de fuite totale et chute de rendement a plusieurs périodes.

Glossaire

Abréviations

ANSI	American National Standards Institute
API	American Petroleum Institute
ASTM	American System of Testing Material
BEP	Best Efficiency Point
DMB	Direction Maintenance Biskra
DML	Direction Maintenance Laghouat
DRC	Direction Région Centre (Oran)
DVMX	Double Volute Multistage
GM	Garniture Mécanique
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié.
GNL	Gaz Naturel Liquéfié.
GG1	Gazoduc Alger 1
ISO	Organisation internationale de normalisation
MTA	Million Tonnes Annuelles
MTBF	Moyen Temps de Bon Fonctionnement
NFPA	Agence nationale de protection contre les incendies
NPSH	Net Positive Section Head
OB1	Oléoduc Bejaia 1
OG1	Oléoduc Alger 1
PMS	Pression Maximale de Service
RTC	Région Transport Centre (Bejaia)
SBM	Station Beni Mansour
SONATRACH	Société National de Transport et de Commercialisation des Hydrocarbures
SOPEG	Société Pétrolière de Gérance
SP1 Bis	Station de Pompage Djemâa
SP2	Station de Pompage 2 Biskra
SP3	Station de Pompage 3 M'sila
STC	Système de Transport par Canalisation
TMB	Terminal Marin Bejaia
TRC	Transport Canalisation
WCB	Weldable Casting grade B

Notations :

b	Largeur de la roue	[m]
C	Vitesse absolue	[m/s]
C_E	Couple des forces exercées par la roue sur le liquide	[N.m]
Cr	Composante radiale de la vitesse absolue	[m/s]
Cu	Composante tangentielle de la vitesse absolue	[m/s]
d	diamètre de la bague actif	[m]
g	Accélération de la pesanteur	[m ² /s]
h	Hauteur usée	[m]
Hmt	Hauteur manométrique	[m]
$\sum h$	somme des pertes de charge entre la conduite d'aspiration et de refoulement	
J	jeu entre les bagues d'usure	[m]
L	largeur de la bague active	[m]
n	Vitesse de rotation	[tr/min]
n_q et n_s	Vitesse spécifique	[tr/min]
n_{ss}	Vitesse spécifique d'aspiration	[tr/min]
P	Puissance utile	[W]
P_{asp}	Pression d'aspiration	[bar]
P_{ref}	Pression de refoulement	[bar]
P_{atm}	Pression atmosphérique	[bar]
P_{ar}	Puissance absorbée	[W]
P_i	Puissance indiquée	[W]
P_m	Puissance perdue par pertes mécaniques	[W]
P_E	Puissance Euler	[W]
Q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
Q_f	Débit de fuite	[m ³ /s]
Q_{asp}	Débit d'aspiration	[m ³ /s]
Q_{ref}	Débit de refoulement	[m ³ /s]

Q_{th}	Débit théorique	[m ³ /s]
r_1	Rayon intérieur	[m]
r_2	Rayon extérieur	[m]
Re	Nombre de Reynolds	[/]
S	Surface	[m ²]
U	vitesse d'entraînement	[m/s]
W	vitesse relative	[m/s]
Z	Nombre d'aubages	[/]

Symboles grecs :

ω	vitesse angulaire	[rad / min]
τ_R	Coefficient de puissance	
δ	Coefficient de débit	
μ_R	Coefficient de hauteur manométrique :	
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique.	[N. s/m ²] ou [Pa. s]
γ	Poids volumique	[kg/m ³]
\emptyset	Diamètre	[m]
η_h	Rendement hydraulique	[/]
η_v	Rendement volumétrique	[/]
η_i	Rendement interne	[/]
η_m	Rendement mécanique	[/]
η	Rendement global	[/]
α	Angle des vitesses absolues de la roue.	[°]
β	Angle des vitesses relatives de la roue (angle d'inclinaison des aubes)	[°]

Introduction générale

INTRODUCTION

INTRODUCTION :

Dans les industries du pétrole, de la pétrochimie et du gaz naturel, les processus les plus utilisés sont la production, la transformation ainsi que le transport. Ces processus nécessitent une source d'énergie et un effectif matériel et humain.

Parmi les activités les plus importantes de la SONATRACH figure le transport des hydrocarbures par canalisation dont les équipements les plus importants sont les pompes centrifuges construites selon la norme API 610 pour l'acheminement du liquide depuis les gisements aux centres de production jusqu'aux différents points de livraison ou de transformation.

Parmi ces réseaux de transport, figure l'OB1, le premier pipeline installé en Algérie par SOPEG en 1959 et reliant le centre de stockage Haoud El Hamra et le terminal marin Bejaia, passant par plusieurs stations de pompage.

La complexité des mécanismes et les phénomènes inévitables de dégradation et de corrosion des équipements peuvent entraîner l'arrêt de toute la ligne.

Notre étude consiste à optimiser la périodicité de révision générale des pompes centrifuges DVMX 6.8.11 E/SP3 M'sila /OB1, de marque GUINARD qui selon le constructeur doivent être révisé chaque 24000h et de vérifier le coût de maintenance.

Nous avons trouvé que l'état de la pompe est intacte, il ne y'a aucune usure ou détection de chute de performance alors que si on la démonte à chaque fois, on peut causer le désalignement de la pompe avec le moteur et la flexion de l'arbre (vibration) pour cela nous avons suivi une démarche pour pronostiquer les performances de la pompe à différente période et éviter toute panne.

INTRODUCTION

Nous nous sommes basés sur :

- Etude des paramètres de fonctionnement d'une pompe DVMX 6.8.11 E/SP3 M'sila en cours d'exploitation.
- Calcul des fuites de débits et des pertes en rendement.
- Estimation des coûts de maintenance de ces pompes.
- Choix d'un meilleur plan de maintenance.

Pour ce faire, nous avons jugé utile de scinder notre travail en 4 chapitres et annexes :

- Dans le premier chapitre, nous avons décrit l'entreprise SONATRACH, la région de transport centre « RTC Bejaia » ainsi que les différentes stations de pompage avec leurs principaux équipements et régimes de fonctionnement.

- Le deuxième chapitre présente des généralités sur les pompes centrifuges, composants, types, principe de fonctionnement et des notions sur la théorie des pompes (similitude, triangles des vitesses, NPSH...) finalement les paramètres de dysfonctionnement tels que la cavitation.

- Le troisième chapitre est reparti en deux parties :

- La première partie décrit la pompe centrifuge DVMX 6.8.11 haute pression, les différents matériaux de chaque composant, les différents paramètres du constructeur et les courbes de performance.
- La deuxième partie décrit les phénomènes qui affectent les pompes (aspect tribologique), dans notre cas l'usure abrasive et les moyens de combattre cette usure.

- Le dernier chapitre est consacré au calcul de vérification de la pompe GUINARD DVMX à 5 étages au régime actuel d'exploitation , nous avons utilisé une combinaison entre le modèle physique (usure) et le retour d'expérience (distance usée pour chaque révision), ceci dans le souci bien entendu de prolonger la durée d'exploitation de la pompe avant sa révision générale.

Nous finalisons notre étude avec une conclusion générale et une résolution de notre problématique.

Chapitre I :
Présentation de la SONATRACH « RTC »

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

I.1.Introduction [1] :

La Société Nationale de Transport et de Commercialisation des Hydrocarbures 'SONATRACH', créée le 31/12/1963 par le décret n°63/491, a pour mission le transport et la commercialisation des hydrocarbures. En 1966 le décret n°66/292 du 22/09/1966 a opéré un changement important de ses statuts en vue d'élargir son champ d'action. À partir de cette date, SONATRACH intervient également dans l'exploration, la production ainsi que la transformation des hydrocarbures.

Elle intervient par ailleurs dans d'autres secteurs tels que la génération électrique, les énergies nouvelles et renouvelables et le dessalement d'eau de mer. Elle exerce des compétences en Algérie et partout dans le monde où des opportunités se présentent.

Elle est classée 1^{ère} compagnie en Afrique, 12^{ème} dans l'échelle internationale, 3^{ème} exportateur mondial de GPL, 4^{ème} exportateur mondial de GNL et 5^{ème} exportateur de gaz naturel.

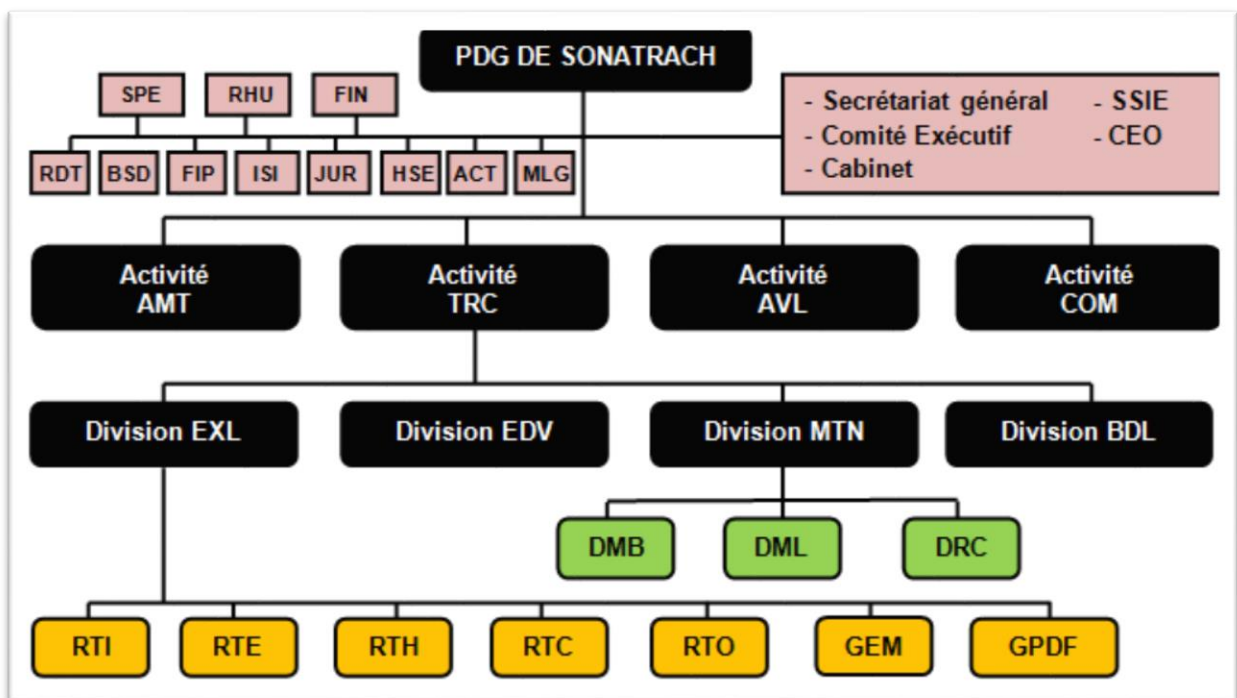


Figure I.1. Organigramme de SONATRACH.

I.2.Principales activités de la SONATRACH :

I.2.1. Activité amont :

Elle recouvre les métiers de recherche, d'exploration, de développement et de production des hydrocarbures.

I.2.2. Activité commercialisation :

Cette activité supervise la distribution (commercialisation sur le marché intérieur et extérieur), l'exportation ainsi que le transport maritime des hydrocarbures.

I.2.3. Activité aval :

Elle a pour mission la liquéfaction du gaz naturel, la séparation du GPL, le raffinage du pétrole et la production des dérivés pétrochimique.

I.2.4.Activité transport :

Cette activité est en charge de l'acheminement des hydrocarbures depuis les zones de production grâce à un réseau de pipelines par le biais des stations de pompage jusqu'aux zones de stockage, aux complexes de production GNL et GPL, aux raffineries et aux ports pétroliers.

Elle a la charge de définir, réaliser, exploiter, assurer la maintenance et de faire évoluer le réseau de canalisation ainsi que les différentes installations qui s'y rattachent. TRC veille également au respect des conditions de sécurité et de prévention de l'environnement.

Elle est structurée autour de quatre Divisions principales :

- Business et Développement,
- Engineering et Développement,
- Maintenance qui assure conjointement avec les Directions opérationnelles le maintien en parfait état de fonctionnement des installations et des équipements annexes à travers ses trois directions DMB Biskra, DML Laghouat et DRC Oran,
- Exploitation à laquelle est rattachée la Région Transport Centre Bejaia.

I.3.Région Transport Centre Bejaia :

La Région Transport Centre est l'une des cinq régions de l'activité du transport d'hydrocarbures de SONATRACH, sa mission consiste en le transport par canalisations du pétrole brut et condensat du centre de dispatching de Haoud El Hamra (H-E-H) vers le terminal marin de

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

Bejaia (TMB), et du gaz naturel à partir du centre de dispatching gaz de Hassi R'mel vers le terminal arrivée de Bordj Menail.

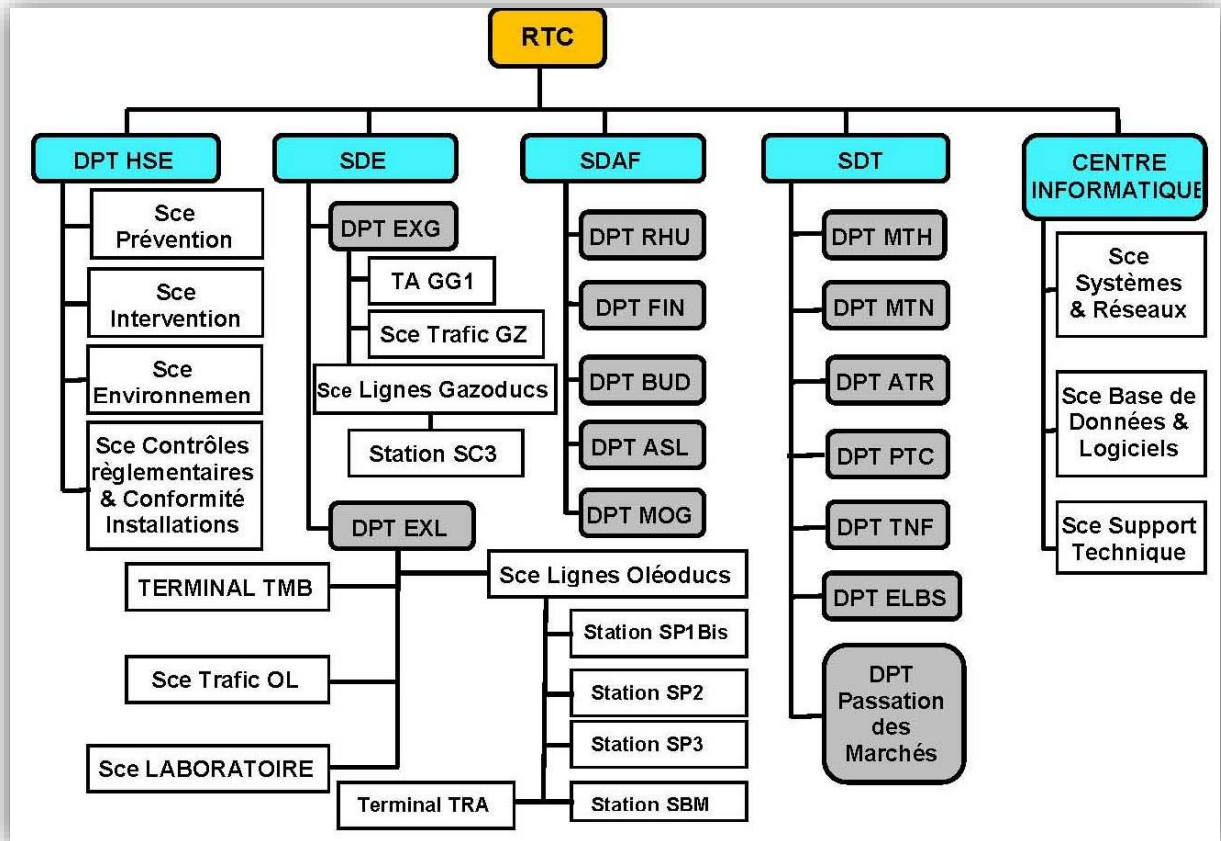


Figure I.2. Organigramme de la RTC.

I.3.1. Département Méthodes (MTH) :

Il s'articule autour de trois centres d'activité : la préparation (Service dans lequel j'ai effectué mon stage pratique), l'ordonnancement et le suivi de l'exécution des travaux de maintenance.

I.3.1.1. Service Préparation :

- Elabore le plan de maintenance préventive annuel et pluriannuel en collaboration avec les structures Exploitation et Maintenance.
- Etablit, met à jour les gammes et les modes opératoires et constitue le fonds documentaire indispensable aux différentes interventions de maintenance (gammes, liste des pièces de rechange nécessaires, main-d'œuvre, outillage).

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

- Préconise et assure le suivi de la pièce de rechange et des stocks magasins.
- Assure la veille technologique et la mise à jour des dossiers techniques des équipements.
- Veille à l'introduction des exigences normatives et réglementaires dans les gammes et procédures de maintenance.
- Assure le suivi des indisponibilités des machines tournantes, initie les opérations de diagnostic, de réparation et de mise sous surveillance.
- Analyse les rapports d'intervention et propose des améliorations de performance des machines en termes de coûts, de taux d'utilisation, de réduction des risques d'incident.
- Identifie le besoin en sous-traitance technique.
- Contrôle la cohérence du budget maintenance avec le plan de maintenance annuel et pluriannuel.

I.4.Description des installations techniques de la RTC :

La RTC dispose de deux modes de transport par canalisations (STC) : l'Oléoduc OB1/DOG1 et le Gazoduc GG1. En plus des lignes et terminaux, chaque STC est doté de stations de pompage et/ou de compression dont le fonctionnement doit répondre aux exigences d'exploitation en termes de débit et de pression.

I.4.1.L'oléoduc OB1/DOG1:

I.4.1.1.Description:

Il achemine le pétrole brut à partir de Haoud El Hamra vers le Terminal marin de Bejaia par le biais de 03 stations de pompage SP1bis Djamaâ, SP2 Biskra et SP3 M'Sila ainsi que vers le terminal arrivée d'Alger par le biais de la station de pompage SBM de Béni Mansour ; il dispose pour :

- l'OB1 d'une ligne 24''/22'' d'une longueur de 668,44 km avec une capacité de design de 14 MTA (capacité réelle : 11,4 MTA) et d'une PMS de design de 83 bars (PMS réelle : 70b réelle). Elle comprend 04 stations de pompage, le terminal marin et le port pétrolier de Bejaia
Cet ouvrage a été déclassé pour voir sa capacité réduite de 17 MTA à 14 MTA avec retrait de l'exploitation et arrêt définitif des stations satellites SPA, SPB, SPC et SPD (voir annexe n°01).
- Le DOG1 d'une ligne de 20'' d'une longueur de 144,74 km (figure I.4) avec une capacité de design de 4 MTA et d'une PMS de design de 72 bars.

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

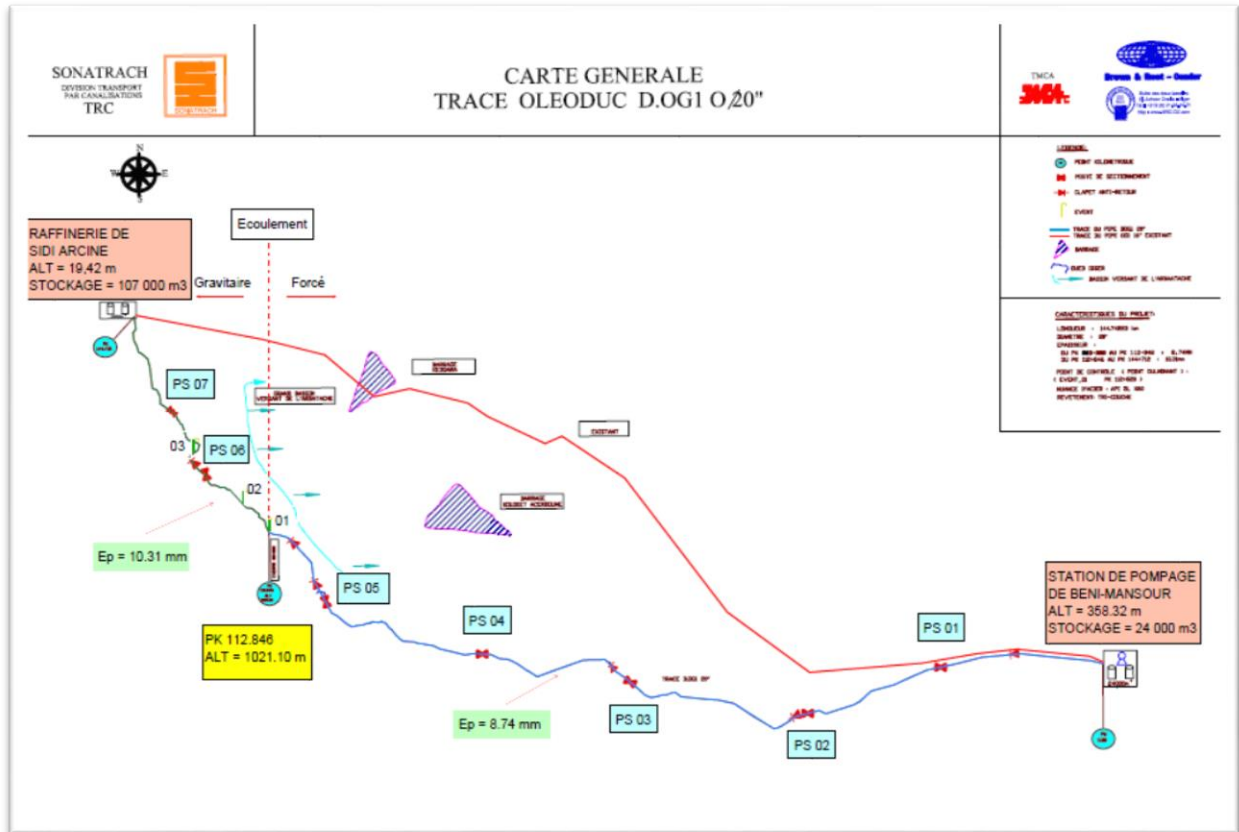


Figure I.4. Carte générale du tracé de l'oléoduc DOG1.

I.4.1.2. Caractéristiques des principaux équipements et systèmes :

Les principaux équipements de chaque station sont résumés dans le tableau suivant :

			SP1	SP1Bis	SP2	SP3	SBM
Nombre			0	02 (1+1)	0	0	0
Turbopompe	Turbine	Type		GE10/2			
		Constructeur		Nuovo Pignone			
		Puissance (kW)		11 982			
	Pompe	Type		10x18 BFD/2			
		Constructeur		Nuovo Pignone			
		Débit (m³/h)		2200			

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

Nombre		05 (4+1)	0	05 (4+1)	05 (4+1)	04 (3+1)	
Groupe électropompe principal	Moteur électrique	Type	CEN		ET630 W2	ET 630 L2	DHSL-450LK -02A
		Constructeur	616/2		ASIRobicon	ASIRobicon	LOHER SIEMENS
		Puissance (kW)	1 500		1550	1600	540
	Pompe	Type	DVDS 14x14x1 8		DVDS 14x14x18	DVMX 6.8.11E/5 E	DVMX 4.6.10 CE-7 E
		Constructeur	Guinard		Guinard	Guinard	Guinard
		Débit (m³/h)	2250		2310	600	239
	Variateur de vitesse	Type		SILCOVER T SVTN 3K024A	SILCOVER T SVTN 3K024A	487 SVTL 22.2
		Constructeur		ASIRobicon	ASIRobicon	VOITH
	Nombre		05 (4+1) EP		02 (1+1) TP	05 (4+1) EP	05 (4+1) EP
	Groupe électropompe booster	Moteur électrique.	Constructeur	BREGU ET		ASIRobicon	ASIRobicon
Type			B400/A		CADV 355 C4	CADV 355 C4	LOHER / SIEMENS
Puissance (kw)			210		250	250	180
Pompe		Type	VB1150 x25 2 étages		VLBXO 1150.25/3 E	VLBXO 1150.25/3E	SMKXO 6.8.15
		Constructeur	Guinard		Guinard	Guinard	Guinard
		Débit (m³/h)	600		1 155	1 155	319
Nombre		02		0	0	0	

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

Turboalternateur	Turbine	Constructeur	Solar			
		Type	Saturne 20			
		Puissance (kW)	1204			
	Alternateur	Type	MAGNA MAX 744FDM49 17			
		Constructeur	Marathon Electric			
		Puissance (kW)	1200			
Nombre							
DCS	1	Type	RSLogix 5000 + PCVUE	DELTA V	DELTA V	Freelance (AC800F)
		Constructeur	Rockwell Automation + ARC Informatique	EMERSON	EMERSON	ABB
Contrôle Machine	1	Type	Mark VI + Cimplicity	Control VECON	Control VECON	Modicon TSX Micro
		Constructeur	GE	ASIRobicon	ASIRobicon	TELAMECA NIQUE
	2	Type	TT4000+RS Logix 5000			
		Constructeur	Solar			

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

ESD & Sécurité incendie	1	Type	SUPREMA	HIMA H51 (autom. ESD)	HIMA H51 (autom. ESD)	HIMA H51 (autom. ESD)
		Constructeur	MSA GALLET	HIMA	HIMA	HIMA / SES- ASA PROTECTIO N
	2	Type	FGP04	AM6000	AM6000	
		Constructeur	PROMEL	NOTIFIER	NOTIFIER	

Tableau I.1. Caractéristiques des principaux équipements de chaque station.

I.4.1.3. Régimes de fonctionnement usuels du STC OB1/OG1 :

- **L'ouvrage OB1 :**

Le régime de fonctionnement de l'OB1 pour chaque station est détaillé ci-dessous :

Ouvrage OB1		SP1	SP1 Bis	SP2	SP3
		H E H	Djamâa	Biskra	M'Sila
Phase	Débit m ³ /h	Nombre de machines nécessaires par station			
1	800	1	0	1	1
2	1400	3	0	2	2
3	1800	3	1	3	3
4	2200	4	1	4	4

Tableau I.2. Régime de fonctionnement de l'OB1.

- **L'ouvrage OG1 :**

Le régime de fonctionnement de la station Beni Mansour destiné à la raffinerie d'Alger est repris dans le tableau qui suit :

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

Ouvrage OG1		Station de pompage SBM
Phase	Débit m ³ /h	Nombre de machines nécessaires par station
1	631	3

Tableau I.3. Régime de fonctionnement de l'OG1.

I.4.1.4. Les pressions mises en jeu :

Le débit en fonction des pressions d'entrée et de sortie pour chaque station est détaillé dans les tableaux suivants :

- **L'ouvrage OB1 :**

Station de pompage SP1Bis		
Débit en fonction de la Pression		
		Nombre de pompes en service
Débit minimal [m ³ /h]	1700	1
Débit nominal [m ³ /h]	2200	1
Pression d'entrée (bars)	7	1
Pression sortie (bars)	82	1

Tableau I.4. Débit en fonction de la pression pour SP1 Bis.

Station de pompage SP2		
Débit en fonction de la Pression		
Débit [m ³ /h]	Pression sortie station [kg/cm ² g]	Nombre de pompes en service
800	31	1
1400	45	2
1800	61	3
2200	79.6	4

Tableau I.5. Débit en fonction de la pression pour SP2.

CHAPITRE I

Présentation de la RTC

Station de pompage SP3		
Débit en fonction de la Pression		
Débit [m ³ /h]	Pression sortie station [kg/cm ² g]	Nombre de pompes en service
800	48	2
1400	53	3
1800	59	3
2200	70.95	4

Tableau I.6. Débit en fonction de la pression pour SP3.

- **L'Ouvrage OG1 :**

Station / Terminal	Aspiration (kg/cm²)	Refoulement (kg/cm²)
SBM	11	72
TRA	2

Tableau I.7. Pression d'aspiration et de refoulement de l'OG1.

I.5. Conclusion :

La station de pompage M'sila (SP3) est constituée de 05 pompes principales, qui ont pour but d'acheminer le brut et surtout de vaincre le col de Selatna qui est d'une attitude de 1032 m, notre objectif est de faire une étude sur ces pompes pour améliorer leurs performances pour une longue durée de fonctionnement.

Chapitre II :
Généralités sur les pompes centrifuges.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.1.Introduction :

Le transfert des liquides contre la gravité existait depuis des temps immémoriaux. Une pompe est l'un des dispositifs qui dépense de l'énergie pour élever, transporter ou comprimer des liquides. Les premiers dispositifs de pompage connus remontent à quelques milliers d'années. Comme les roues persanes, les roues à aubes, ou les norias qui continuent d'exister au XX^{ème} siècle dans certains pays de l'Orient,

Il y'a plus de 2000 ans, un inventeur grec, Ctesbius, fabriquait un type similaire de pompe pour le pompage d'eau. Au cours de la même période, Archimède, un mathématicien grec, a inventé ce qui est maintenant connu comme la « Vis d'Archimède » (Figure II.1), qui persiste également dans les temps modernes. Elle est toujours fabriquée pour des applications à basse pression où le liquide est chargé de déchets.

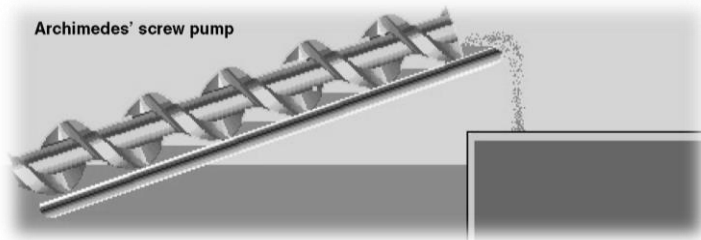


Figure II.1. Pompe à vis d'Archimède.

Le plus intéressant, c'est qu'avec tout le développement technologique qui a eu lieu depuis l'antiquité, la pompe reste probablement la deuxième machine la plus répandue, après le moteur électrique qui la dépasse seulement en nombre d'utilisation [2].

II.2.Définition et domaine d'application :

Les pompes peuvent être comparées au moteur d'une voiture. Il est bien connu qu'un moteur automobile accélère la masse de la voiture contre les effets de l'inertie, surmonte la résistance de frottement provoquée par l'air, les pneus, etc., et surmonte la résistance gravitationnelle du déplacement de la voiture en haut d'une colline. Conduire contre un fort vent contraire ou une pente raide donne une appréciation particulière de ces effets.

De même, le liquide dans une conduite doit être accéléré contre l'inertie de sa masse ; qui est largement ignorée dans la pratique ; et une fois accéléré à la vitesse désirée (ou débit), de l'énergie doit être ajoutée pour maintenir le liquide contre la résistance de frottement et les changements d'élévation [3].

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

Les pompes sont entraînées généralement par un moteur électrique, une turbine ou un moteur thermique ; elles sont utilisées dans différents domaines tels que l'agriculture, la production de l'énergie nucléaire et non nucléaire, les oléoducs, les raffineries pétrochimiques, l'approvisionnement en eau et les eaux usées et la liste est longue.

II.3.Types de pompes :

Les pompes se répartissent selon la façon dont elles ajoutent de l'énergie au liquide en :

II.3.1.Pompes à déplacement :

Les pompes à déplacement ou volumétriques utilisent un processus cyclique qui communique l'énergie par impulsion, elles peuvent être divisées en deux classes principales, à mouvement alternatif ou rotatif. Les pompes à mouvement alternatif comprennent les pistons, les plongeurs et diaphragmes, elles exercent une force directement sur le liquide contrairement aux pompes rotatives qui comprennent les pompes à vis, à engrenages et autres.

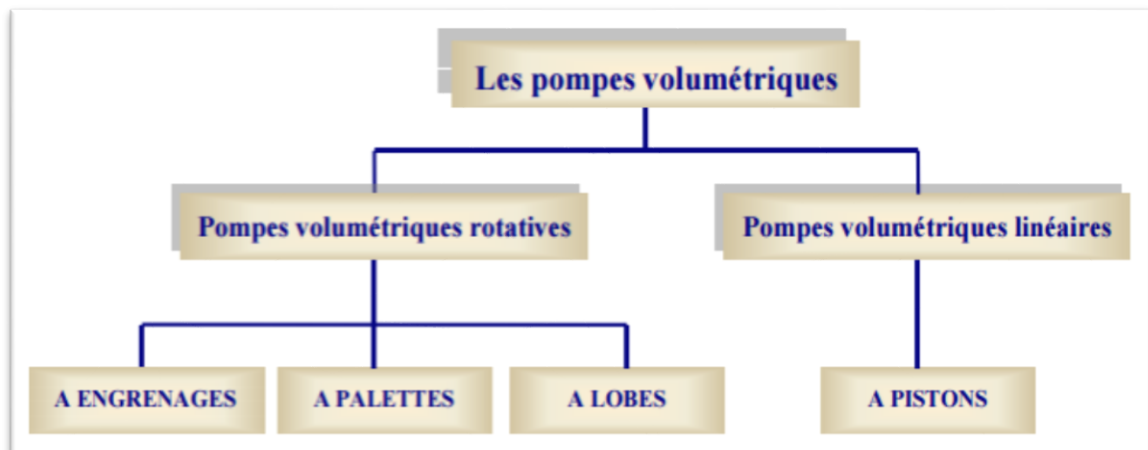


Figure II.2.Pompe à déplacement (volumétrique).

II.3.2.Pompes centrifuges :

Elles sont appelées cinétiques ou rotodynamiques car elles ajoutent de l'énergie en faisant passer le liquide à travers une roue qui accélère le liquide, augmentant ainsi son énergie cinétique.

En d'autres termes, les pompes cinétiques ne poussent pas le liquide aussi directement que les pompes volumétriques [3].

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.3.3. Autres types :

Les autres types comprennent les pompes électromagnétiques, les pompes à jet, les pompes à gaz et les pompes à piston hydraulique.

II.4. Selection des pompes :

Compte tenu de la variété des pompes qui ressortent du système de classification précédent, il est indispensable de définir les propriétés du liquide à transporter :

- Quelles sont les caractéristiques du fluide concerné (la viscosité, densité ... ?)
- Quelle est la hauteur de refoulement ?
- Quel est le débit ?

Le choix de la pompe nécessite l'établissement d'un cahier des charges et la mise à disposition les courbes caractéristiques qui seront fournies par le constructeur. En outre, on sait que les pompes centrifuges sont conçues pour les hauts débits et les pompes volumétriques pour les hautes pressions [4].

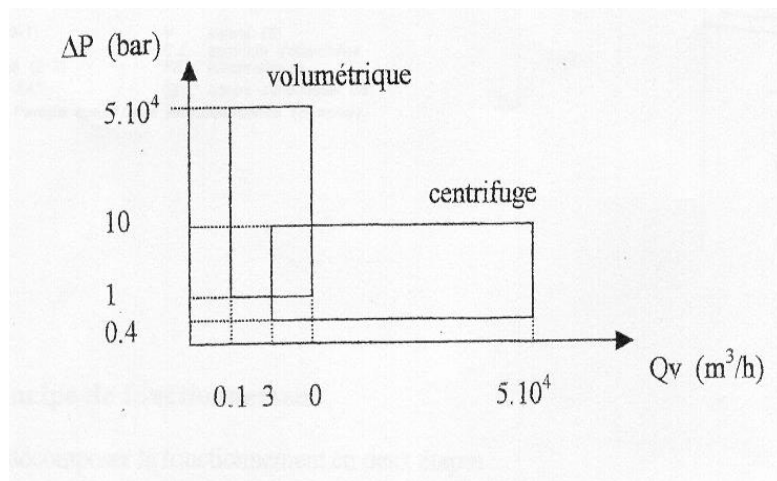


Figure II.3. Gamme d'utilisation des pompes centrifuges et volumétriques.

II.5. Pompes centrifuges :

La plupart des pompes utilisées dans les industries de production et de traitement de l'énergie sont des pompes centrifuges. Elles sont largement utilisées en raison de la simplicité de leur conception, leur rendement élevé, leur débit sans heurt et la facilité des opérations de leur entretien.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.1. Définition et fonctionnement des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont appelées ainsi du fait que la force centrifuge est le principe de base de leur fonctionnement. Une pompe centrifuge est un système ouvert, un trou ou un conduit qui est constitué essentiellement d'un carter dans lequel une ou plusieurs roues équipées d'aubages et montées sur un arbre tournant. Le fluide pénètre axialement dans la roue à proximité de l'arbre avec une énergie, à la fois cinétique et potentielle, générée par les aubes. Lorsque le fluide quitte la roue à une vitesse relativement élevée, il est recueilli dans une volute ou une série de passages de diffusion qui transforme l'énergie cinétique en pression. Ceci est, bien sûr, accompagné d'une diminution de la vitesse (figure II.4). Une fois la conversion est terminée, le fluide sera évacué de la pompe [5].

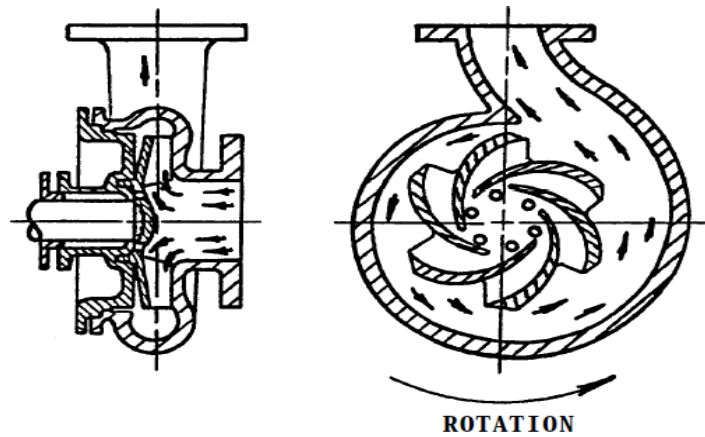


Figure II.4. Pompe centrifuge.

II.5.2. Composants d'une pompe centrifuge et leurs buts :

La conception des pompes centrifuges va de petites et simples (figure II.5) à grandes et complexes. Cependant, il existe des pièces communes quelles que soient la complexité ou la simplicité de l'ensemble de la machine.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

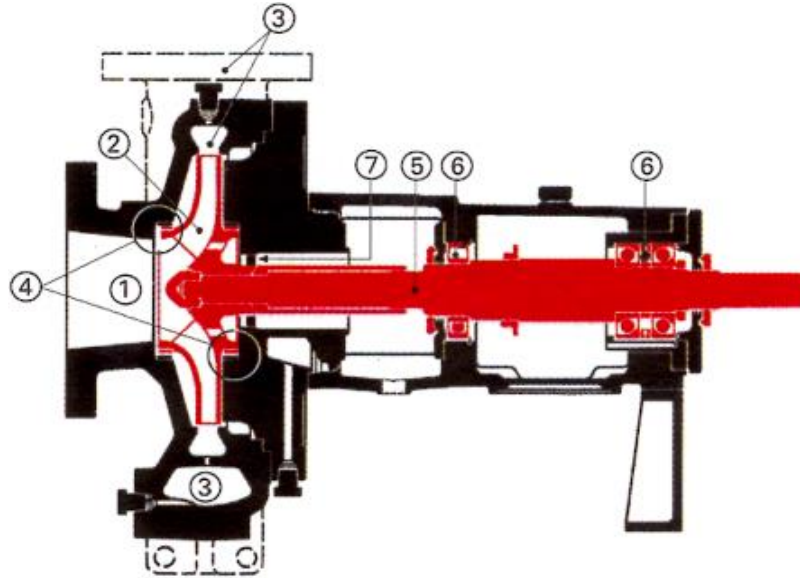


Figure II. 5 : Pompe centrifuge monocellulaire (mono-étagée) [6].

II.5.2.1. Composants hydrauliques :

a) Conduit d'amenée :

Le conduit d'amenée ou d'aspiration de la pompe guide le fluide dans l'œil ou le centre de la roue ; le fluide ne subit aucun apport ni prélèvement d'énergie dans ce conduit ; (repère 1, figure II.5). C'est un simple cône monté sur l'axe de la machine, ceci dans le cas général où l'aspiration est axiale.

b) Roue :

La roue (impulseur ou rotor), de rayon intérieur r_1 et de rayon extérieur r_2 , porte des aubages mobiles ou plus précisément des ailettes qui tournent à une vitesse angulaire constante autour de l'axe OO' . Ces aubages sont tous identiques et disposés sur le rotor par une rotation autour de l'axe égale à $2\pi/Z$, Z désignant le nombre totale d'aubes. L'espace compris entre deux aubages mobiles constitue le canal mobile de l'écoulement.

Du fait du mouvement d'entraînement, les aubes exercent sur le fluide des efforts qui se traduisent par l'apparition d'une surpression le long de leur extrados et d'une dépression sur leur intrados ; autrement dit, la roue convertit l'énergie de l'arbre rotatif en énergie cinétique du liquide pompé (repère 2, figure II.5).

Les roues des pompes centrifuges sont souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisés par les aubes, elles peuvent être semi-ouvertes ou ouvertes (aubes fixées directement au moyeu). Elles peuvent également être à simple ou à double aspiration (figure II.6).

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

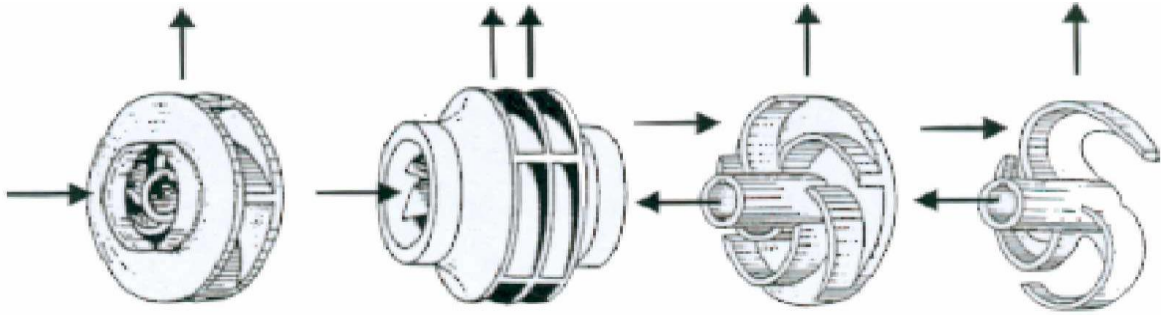


Figure II.6. Les différents designs de roue.

Les modèles de roue sont regroupés en trois types généraux selon la direction de l'écoulement du fluide à grande vitesse [3] [6].

- **Roue à écoulement radial :**

Une roue à écoulement radial est un disque rotatif avec plusieurs ailettes radiales régulièrement espacées. Une fois le liquide aspiré pris par les aubes, la force centrifuge le pousse vers la périphérie de la roue perpendiculairement à l'axe de la pompe, d'où vient le nom de pompe centrifuge. (Figure II.7.a).

- **Roue à écoulement axial :**

Les roues à écoulement axial fonctionnent selon les mêmes principes que les hélices. Les aubes à écoulement axial sont conformées pour pousser le liquide dans une direction parallèle à l'axe de la pompe. Elles sont utilisées lorsqu'une pression faible est nécessaire pour un débit élevé (figure II.7.c).

- **Roue à écoulement mixte :**

Les roues à écoulement mixte sont une combinaison des deux écoulements précédemment décrits, le liquide est accéléré radialement et axialement. Ces pompes sont appelées pompes hélico-centrifuges, elles occupent une plage intermédiaire de pression et de débit (figure II.7.b).

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

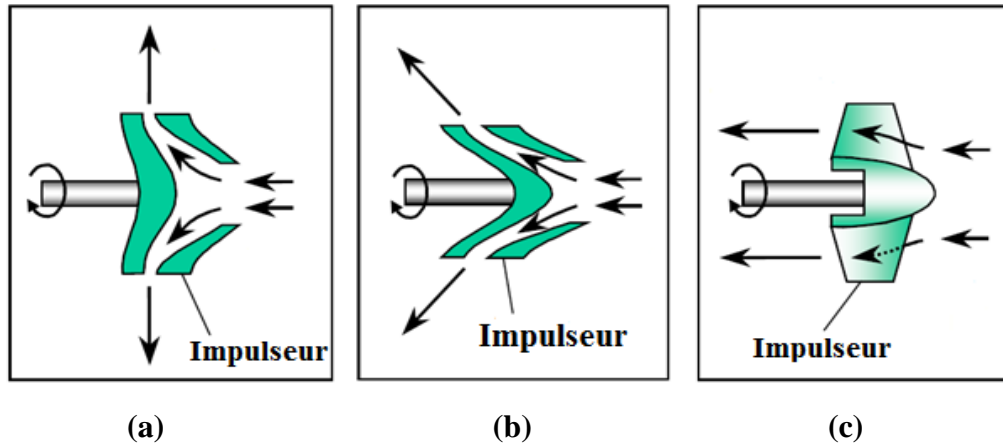


Figure II.7 : les différents types de roue.

c) Volute [7] :

La volute (repère 3, figure II.5) est la partie de la pompe qui couvre la zone transversale, elle s'enroule autour du corps de la pompe, elle est appelée ainsi pour sa forme spirale. Son rôle consiste à canaliser le fluide sortant à grande vitesse de la roue, et progressivement à provoquer une réduction de sa vitesse, transformant ainsi une part importante de son énergie cinétique en énergie de pression.

Elle comporte deux parties :

- l'une en forme d'escargot, dont la section augmente avec l'élévation du débit,
- l'autre partie divergente qui véhicule la totalité du débit et ralentit le fluide.

Pour minimiser les charges radiales, il existe différents design de volutes (figure II.8) dont l'efficacité varie suivant le type :

- Simple volute.
- Double volute.
- Diffuseur à ailettes.

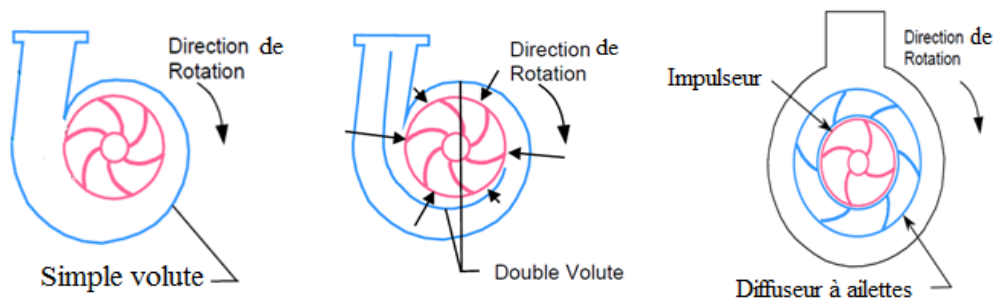


Figure II.8 : les différents designs de volutes.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

d) Dispositifs d'étanchéité internes :

Ce sont de très petites sections annulaires étranglées (bagues d'usure) avec un jeu radial précis pour le bon fonctionnement de la pompe (repère 4, figure II.5), ces bagues assurent la réduction des débits de fuite interne vers l'aspiration de l'impulseur.

e) Piston d'équilibrage :

Il a pour rôle d'équilibrer la poussée hydraulique qui s'exerce sur les impulseurs, il n'existe pas dans les pompes mono-étagées.

II.5.2.2. Composants mécaniques :

a) Arbre :

L'arbre (repère 5, figure II.5) a pour fonction de porter les impulseurs, d'assurer leur centrage dynamique et de transmettre à la pompe la puissance du moteur.

b) Palier (pivoterie) :

Les paliers sont des organes utilisés pour guider l'arbre en rotation (la figure II.5 repère 6), il existe deux grandes familles :

- Les paliers lisses : l'arbre prend appui sur un coussinet, il est séparé de celui-ci par un film lubrifiant.
- Les paliers à roulement : des corps roulants (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur.

Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue :

- Paliers porteurs à charge radiale.
- Paliers de butée à charge axiale [8].

c) Systèmes d'étanchéité :

Pour limiter les fuites vers l'extérieur de la pompe, il a été conçu un système d'étanchéité mécanique (repère (7), figure II.5) composé d'éléments de contact et de friction, il est inséré entre la partie fixe et la partie tournante (tresses avec presse-étoupe ou garnitures mécaniques) ; le choix de ce système dépend essentiellement de la nature du fluide à véhiculer et de son comportement sous l'effet de la chaleur, de la pression et de la vitesse périphérique de l'arbre... etc.

- Presse-étoupe : il assure l'étanchéité par la compression d'une tresse autour de l'arbre en rotation.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

- Garniture mécanique : le liquide sous pression est arrêté par la surface de contact du grain fixe et de la coupelle qui est entraînée en rotation par un ressort solidaire de l'arbre, la force exercée par le ressort permet de maintenir une pression sur la surface de contact. Pour éviter les fuites le long de l'arbre, on utilise des coupelles et des joints toriques pour l'auto-alignement, la souplesse du grain et de la coupelle garantit à l'ensemble une bonne étanchéité (voir figure ci-dessous).

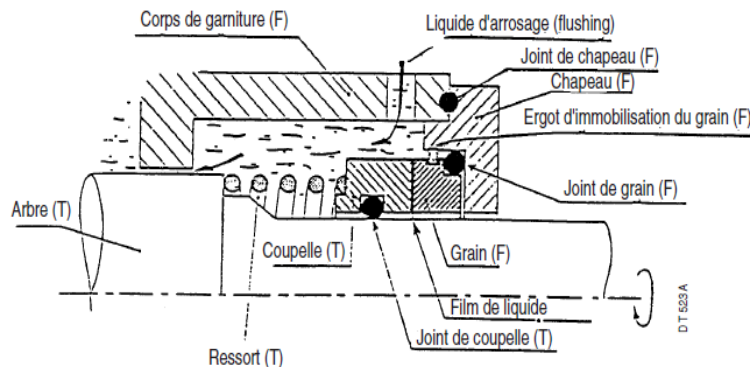


Figure II.9. Schéma d'une garniture mécanique [9].

d) Stator :

Le stator, encore appelé corps ou enveloppe, est constitué d'un gros cylindre rigide, de forte épaisseur qui porte les conduits d'aspiration et de refoulement ; il porte une couronne appelée diffuseur à ailettes ou aubages fixes disposés symétriquement par rapport à l'axe ; l'espace compris entre deux aubages constitue un canal fixe.

II.5.3. Normes des pompes centrifuges :

Un certain nombre de normes ont été développées pour assurer la standardisation, la normalisation de la conception et le dimensionnement des pompes centrifuges, parmi ces normes, nous citons :

- API 610 (American Petroleum Institute),
- ISO 5199, 2858 (Organisation internationale de normalisation)
- ANSI B73.1 (American National Standards Institute)
- NFPA-21 (Agence nationale de protection contre les incendies)
- France : NF E 44.121
- Royaume-Uni : BS 5257
- Allemand : DIN 24256

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

- Australie et Nouvelle-Zélande : AS 2417-2001, grades 1 et 2.

Le choix de la norme est dicté par les conditions d'utilisation de la pompe et le niveau de criticité de son service ; par exemple, les pompes d'une raffinerie d'hydrocarbures sont construites selon la norme API610 [2].

II.5.4. Classification des pompes centrifuges selon la norme API 610 :

Les pompes centrifuges sont classées selon la norme API 610 suivant le tableau ci-dessous (voir l'annexe2) :

Type de la pompe		Orientation		Code type	
Pompes centrifuges	En porte-à-faux	A accouplement flexible	Horizontale	Montée sur pattes au sol	OH1
				Montée sur pattes à l'axe	OH2
		A accouplement rigide	Verticale en ligne	En ligne, paliers séparés	OH3
				—	OH4
		À accouplement monobloc	Verticale en ligne	—	OH5
				A grande vitesse avec multiplicateur intégré	OH6
	Entre paliers	1 et 2 étages	A plan d joint axial	—	BB1
			A plan d joint radial	—	BB2
		Multicellulaires	A plan de joint axial	—	BB3
			A plan d joint radial	Simple corps	BB4
			Double corps	BB5	
	Suspendu verticalement	Simple corps	Refoulement par colonne	A diffuseur	VS1
				A volute	VS2
				A flux axial	VS3
			A ligne d'arbre	VS4	

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

			Refoulement séparé	En porte-à-faux	VS5
		Double corps	A diffuseur	—	VS6
			A volute	—	VS7

Tableau II.1. Les différents types des pompes centrifuges. [10]

II.5.5. Théorie des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges font partie des machines hydrauliques qui transforment l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement en énergie de fluide (ou hydraulique). Le liquide arrive par la conduite d'aspiration parallèlement à son axe de rotation et pénètre dans la roue à travers les canaux formés par les aubes, l'évolution du liquide est bien décrite dans les paragraphes suivants.

II.5.5.1. Evolution du liquide dans la roue :

La particule liquide (M) est mise en mouvement dans le canal de la roue sous l'action de deux forces :

- L'action de l'aube, qui lui communique un mouvement de rotation avec une vitesse tangentielle de rotation (U) appelé vitesse d'entraînement :

$$U = \omega r = \frac{2\pi nr}{60} \quad (\text{II.1})$$

Avec : $r_1 \prec r \prec r_2$ et ω (vitesse de rotation en tr/mn).

- La force centrifuge communique une vitesse tangentielle à l'aube (la vitesse relative) W , puisque la particule glisse le long de cette aube.

Soumise à l'action de deux mouvements, la particule suit une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue C , qui est :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II.2})$$

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

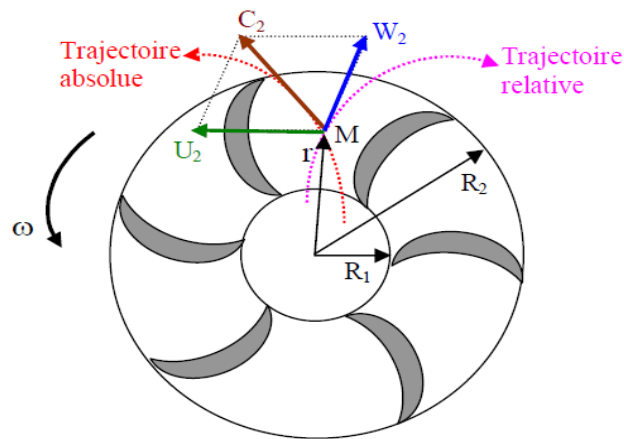


Figure II.10. Schéma représentatif des directions de vitesse.

II.5.5.2. Triangle des vitesses :

Les trois vecteurs vitesses décrits précédemment, représentent le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue, ils sont schématisés de la façon suivante :

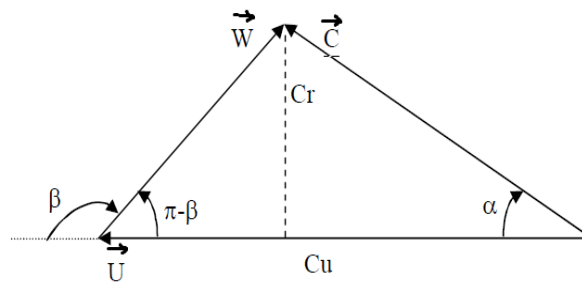


Figure II.11. Triangle des vitesses.

Il ressort que :

Cr : Composante radiale ou méridienne de la vitesse absolue C (appelée aussi vitesse du débit).

Cu : Composante tangentielle de la vitesse absolue C (la vitesse circonférentielle).

$$|\vec{C}| = \sqrt{Cu^2 + Cr^2} \quad (\text{II.3})$$

$$Cu = C \cos \alpha \quad (\text{II.4})$$

$$Cr = C \sin \alpha \quad (\text{II.5})$$

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

α : Angle des vitesses absolues de la roue.

β : Angle des vitesses relatives de la roue (angle d'inclinaison des aubes). [11]

II.5.5.3. Grandeurs impliquées dans l'utilisation des pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge met en jeu cinq grandeurs essentielles :

- a) **Vitesse de rotation** : c'est le nombre de tours n , qu'effectue la pompe en une minute, elle se mesure en radian par seconde :

$$\omega = 2\pi n / 60 \quad [rd / sec] \quad (II.6)$$

- b) **Débit de refoulement** $Q_v [m^3 / s]$: on admet généralement que le débit de refoulement est le même que celui aspiré sans prendre en compte la légère fuite pour éviter l'échauffement de l'arbre (rotor) et la garniture.

- c) **Hauteur manométrique** H_{mt} : appelée aussi hauteur nette d'élévation qui correspond à la différence des charges aval et amont à la pompe.

- d) **Puissance utile** : Elle est définie par la relation :

$$P = \gamma QH = \rho g QH [W] \quad (II.7)$$

- e) $NPSH_{requis}$: C'est une donnée relative au phénomène de cavitation (voir II.5.11.1).

Tous ces paramètres sont détaillés dans la suite.

II.5.5.4. Débit volumique $Q_v [m^3/s]$:

C'est la quantité de fluide refoulée par la pompe par unité de temps, on suppose que le fluide entre dans la roue sans pré-rotation, donc à une entrée radiale $\alpha = \frac{\pi}{2}$. On a [12] :

$$Q_v = C_r S = 2\pi r b C_r \quad (II.8)$$

$$\text{A l'entrée de la roue : } Q_v = 2\pi r_1 b_1 C_1 \quad (II.8.a)$$

$$\text{A la sortie de la roue : } Q_v = 2\pi r_2 b_2 W_2 \sin \beta_2 \quad (II.8.b)$$

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

- a) **Débit théorique** Q_{th} : Celui qu'assure une pompe parfaitement étanche (sans pertes) pour sa hauteur d'élévation théorique.

$$Q_{th} = Q_r + q \quad (\text{II.9})$$

q : pertes.

- b) **Débit nominal** Q_n : C'est le débit obtenu en élevant le liquide à la hauteur nominale pour une vitesse de rotation nominale.
- c) **Débit réel** Q_r : C'est le débit disponible à l'orifice de refoulement, il diffère du débit théorique à cause des pertes.
- d) **Débit optimal** Q_{opt} : C'est le débit qu'atteint la pompe à son rendement η_{max} .
- e) **Débit interne** Q_i : C'est le débit dans la section de sortie de la roue, on l'appelle aussi débit de la roue.

II.5.5.5. hauteur manométrique H_{mt} :

La hauteur manométrique totale d'une pompe s'exprime par l'accroissement de l'énergie de pression transmise au liquide par la roue, c'est le travail mécanique utile en Nm fourni au liquide refoulé par unité de poids en N . Elle s'exprime en $Nm/N = m$, appelée aussi mètre colonne de liquide ; la hauteur de la colonne du liquide nécessaire pour créer une pression identique.

Selon le théorème de Bernoulli entre l'entrée et la sortie de la pompe, H s'exprime :

$$H = \left[\frac{(P_r - P_a)}{\rho g} \right] + \left[\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right] + (Z_r - Z_a) + \sum h \quad (\text{II.10})$$

$\sum h$: La somme des pertes de charge entre la conduite d'aspiration et de refoulement.

$(Z_r - Z_a)$: Hauteur géométrique.

$\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g}$: Hauteur cinématique.

Si on néglige les deux termes $(Z_r - Z_a)$ et $\sum h$, l'équation précédente s'écrira :

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

$$H = \left[\frac{(P_r - P_a)}{\rho g} \right] + \left[\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right] \quad (\text{II.11})$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (\text{II.12})$$

II.5.5.6. Puissance [12] :

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant le choix du moteur d'entraînement pour un débit déterminé, cette puissance se calcule à partir de la connaissance des données de la hauteur, du rendement et de la densité.

- a) **Puissance absorbée** P_{ar} : C'est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe, elle est définie par la formule générale :

$$P = P_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_e}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (\text{II.13})$$

- b) **Puissance effective** P_e : Pour une pompe de débit effective Q_r et de hauteur d'élévation effective H_e , sa puissance effective s'exprime par la formule suivante :

$$P_e = \gamma Q_r H_e \quad (\text{II.14})$$

- c) **Puissance indiquée** P_i : c'est puissance absorbée par la roue qui ne prend en charge que les pertes hydrauliques :

$$P_i = P_{ar} - P_m \quad (\text{II.15})$$

P_m : Puissance perdue par pertes mécaniques.

II.5.5.7. Rendement :

Le rendement de la pompe s'exprime par le rapport :

$$\eta = \frac{\text{énergie fournie au liquide}}{\text{énergie fournie à la pompe}}$$

Le rendement varie en fonction du débit. Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes tournant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes tournant à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes [13] [14].

a) Rendement hydraulique : c'est le rapport entre les hauteurs d'élévation effective et théorique.

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_{th}} = \frac{H_e}{H_E} \quad (\text{II.16})$$

b) Rendement volumétrique : C'est le rapport entre le débit effectif et le débit de la roue.

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_i} \quad (\text{II.17})$$

c) Rendement interne : Il est défini par le produit :

$$\eta_i = \eta_v \eta_h \quad (\text{II.18})$$

d) Rendement mécanique : C'est le rapport de la puissance absorbée par la roue et la puissance sur l'arbre.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} - P_m}{P_{ar}} \quad (\text{II.19})$$

e) Rendement global : C'est le rapport entre la puissance effective et la puissance sur l'arbre.

$$\eta = \frac{P_e}{P_{ar}} \quad (\text{II.20})$$

Ou la somme de tous les rendements :

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_M \quad (\text{II.21})$$

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.5.8. Pertes énergétiques [12] :

a) **Pertes hydrauliques** : Les principales pertes sont :

- les pertes de sortie de la roue.
- Les pertes à l'intérieur de la roue.
- Les pertes résultant de la diminution de la vitesse relative.

b) **Pertes volumétriques** : Elles comprennent :

- Les écoulements de retour entre les bagues d'étanchéité.
- Les écoulements par les orifices du flasque arrière de la roue, qui équilibre la poussée axiale.
- Les fuites par la garniture mécanique.
- Prélèvement du liquide pour le refroidissement des paliers ...etc.

c) **Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue** : Ces pertes se rangent parmi les pertes mécaniques internes, elles augmentent avec l'accroissement des dimensions de la roue et la diminution de la vitesse spécifique.

d) **Pertes mécaniques** : Elles comprennent les pertes dues au frottement de l'arbre au niveau de la garniture mécanique et les paliers.

II.5.5.9. Courbes caractéristiques de la pompe :

L'installation d'une pompe centrifuge dans un système de pompage exige la connaissance de ses paramètres nominaux (débit nominal et hauteur d'élévation nominale) assurés à la vitesse de rotation nominale admise. Mais il importe autant de connaître le comportement de la pompe et sa faculté d'adaptation dans des conditions différentes à partir d'un débit nul jusqu'à la capacité maximale.

La performance des pompes centrifuges peut être illustrée directement sur ces courbes caractéristiques :

a) **Courbe Hauteur-débit $H = f(Q)$ [15] :**

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue permet d'écrire le couple des forces exercées par la roue sur le liquide C_E sous la forme suivante :

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

$$C_E = \rho Q_V [r_2 C u_2 - r_1 C u_1] \quad (\text{II.22})$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P = \omega C \quad (\text{II.23})$$

Donc
$$P_E = \rho Q_V [U_2 C u_2 - U_1 C u_1] \quad (\text{II.24})$$

L'équivalence de cette puissance en hauteur est : $P = \rho g Q_V H$

Donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_E = \frac{P_E}{\rho g Q_V} = \frac{1}{g} [U_2 C u_2 - U_1 C u_1] \quad (\text{II.25})$$

Dans la majorité des cas, l'entrée dans la pompe est considérée comme radiale (l'angle $\alpha = \frac{\pi}{2}$),

on aura donc :
$$H_E = \frac{U_2 C u_2}{g} \quad (\text{II.26})$$

Cette équation peut s'exprimer en fonction du débit, d'après l'équation du débit à la sortie de la roue et le triangle des vitesses.

$$Q_V = (2\pi r_2 b_2) C r_2 \quad (\text{II.27})$$

La hauteur théorique en fonction du débit est définie par la formule suivante :

$$H_E = \frac{U_2}{g} \left[U_2 + \frac{Q_V}{\pi d_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right] \quad (\text{II.28})$$

Cette fonction est une droite $H_E = a + b Q_V$ d'une pente en fonction de l'angle β_2 (figure II.12). Elle représente l'énergie fournie par la roue au liquide pompé. C'est le cas d'une pompe idéale qui dispose d'une roue à nombre infini d'aubes d'épaisseur nulle.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

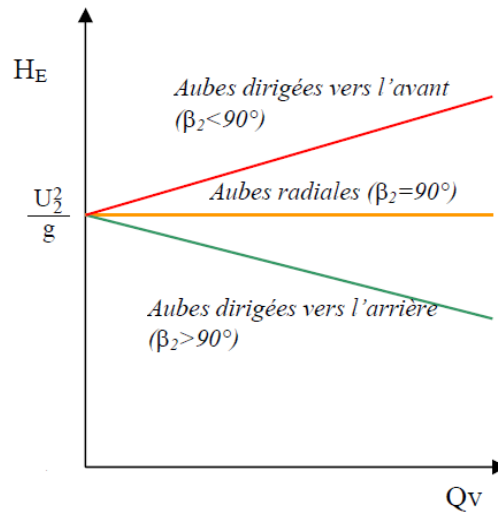


Figure II.12. Courbe caractéristique d'une pompe idéale.

Dans une pompe réelle, la hauteur réelle est plus faible que la hauteur théorique. A cause des pertes internes d'énergie :

$$H_{réelle} = H_{mt} = H_e = H_E - \Delta h_{internes} \quad (\text{II.29})$$

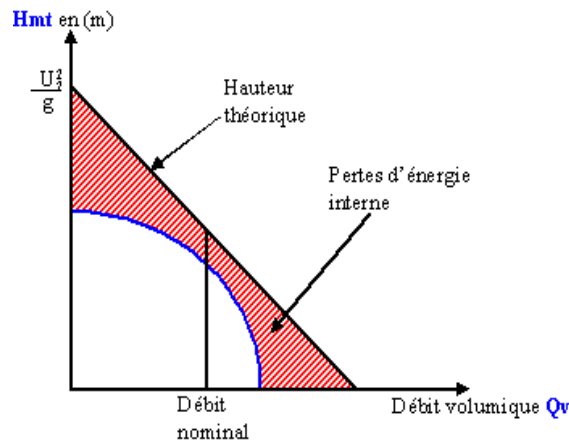


Figure II.13. Courbe caractéristique d'une pompe réelle.

b) Courbes expérimentales : En déterminant simultanément la charge du moteur de commande dont le rendement est connu, nous calculons la puissance sur l'arbre et le rendement total de la pompe en fonction de différents débits ; nous obtenons ainsi les courbes de puissance et de rendement :

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

- **La courbe $\eta = f(Q)$:**

$$\eta = \frac{\rho g Q_v H_{mt}}{P_{ar}}$$

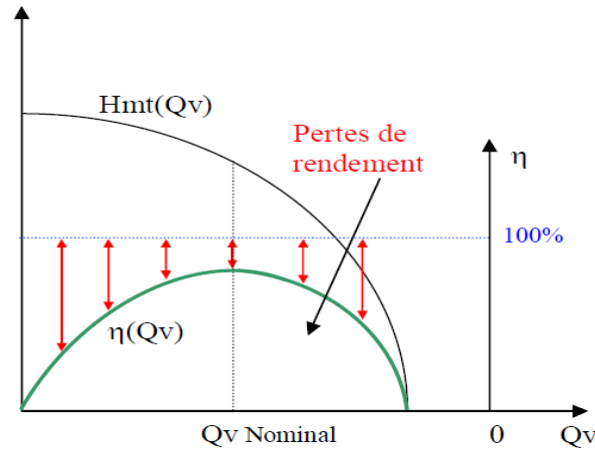


Figure II.14. Courbe de rendement de la pompe.

- **la courbe $P = f(Q)$:** la courbe de puissance théorique (puissance d'Euler) est une parabole en fonction du débit (figure II.15), elle passe par l'origine $Q_v = 0$.

$$P_E = \rho g Q_v H_E$$

A vanne fermée, Toute la puissance est dissipée à l'intérieur de la pompe, donc :

$$P = P_E + P_{int}$$

- c) **Courbe *NPSH* -débit :** La caractéristique cavitationnelle sert à déterminer les valeurs minimales de la pression dans la section de la tubulure d'aspiration, chose indispensable pour assurer un travail sans cavitation (figure II.15).

La valeur du *NPSH* au débit nominal est de l'ordre de :

- 3 à 4 m pour des pompes tournant à 3000 tr/min
- 2 à 2,5 m pour des pompes à 1500 tr/min

On déduit que, plus la vitesse de rotation est élevée, plus le *NPSH* est grand.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

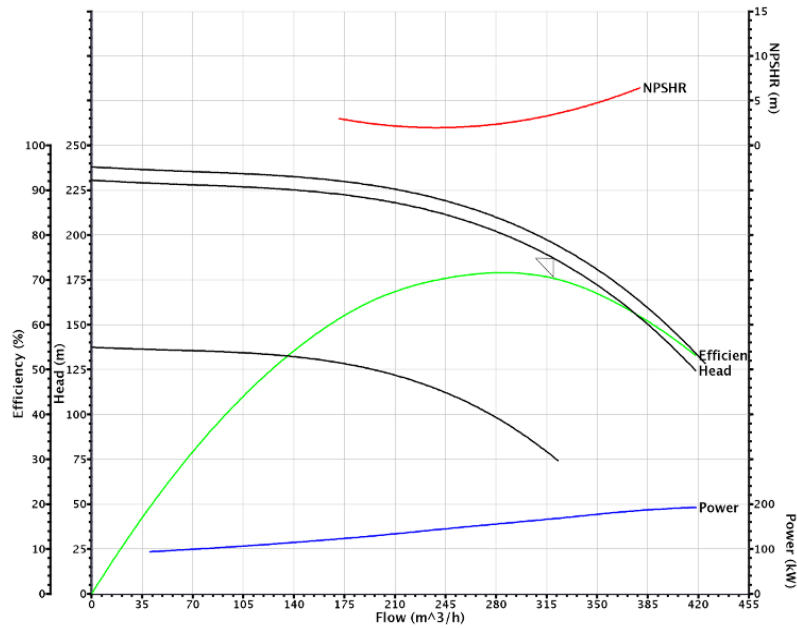


Figure II.15. Courbes de performance de la pompe centrifuge.

II.5.6. Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Dans un système de pompage, la pompe est l'élément essentiel, c'est la base de tous le processus. On peut l'utiliser pour accroître l'énergie cinétique du liquide ou vaincre :

- La différence de hauteur.
- La différence de pression.
- La résistance hydraulique.

La courbe ($H - Q$) de la pompe définit la tête qu'une pompe produira à différents débits, la courbe du système définit la tête qu'un système consommera à divers débits également. Lorsque les deux courbes sont tracées dans un seul graphique (Figure II.16), le point de fonctionnement de la pompe se définit à l'intersection des deux courbes, la pompe fournira exactement la quantité de tête nécessaire pour surmonter la résistance du système (les pertes de charges) à un débit donné.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

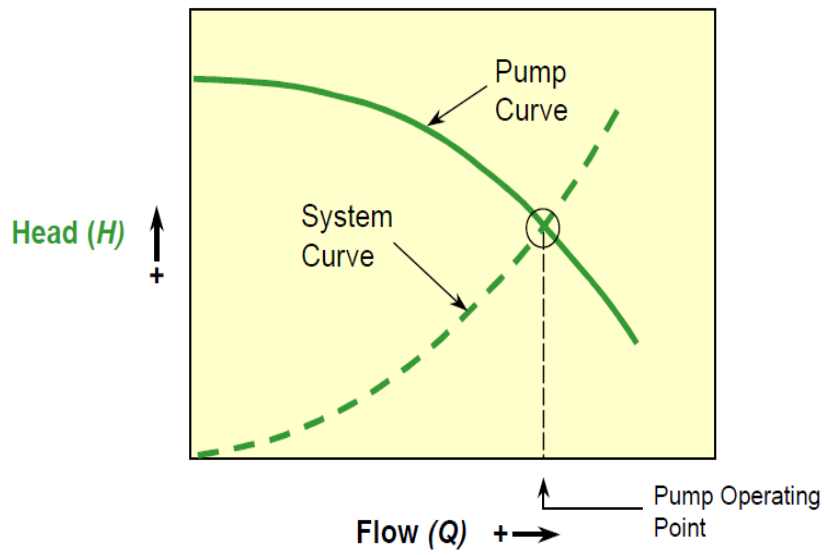


Figure II.16. Courbe de la pompe via courbe du système [3].

II.5.7. Couplage des pompes centrifuges :

II.5.7.1. Couplage en série :

Il a pour but d'augmenter la pression, donc pour un même débit, on additionne les hauteurs manométriques :

$$\begin{aligned} Q_v &= Q_{v1} = Q_{v2} \\ H_{mt} &= H_{mt1} + H_{mt2} \end{aligned} \quad (\text{II.30})$$

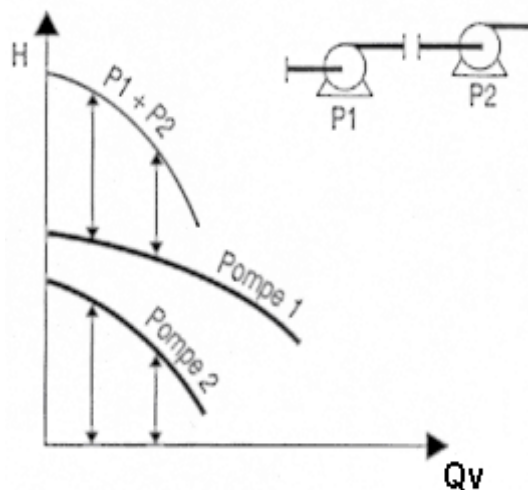


Figure II.17. Pompes en séries.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.7.2. Couplage en parallèle :

Ce couplage a pour but l'augmentation du débit, pour une même hauteur, on somme les débits :

$$\begin{aligned} H_{mt} &= H_{mt_1} = H_{mt_2} \\ Q_V &= Q_{V1} + Q_{V2} \end{aligned} \quad (\text{II.31})$$

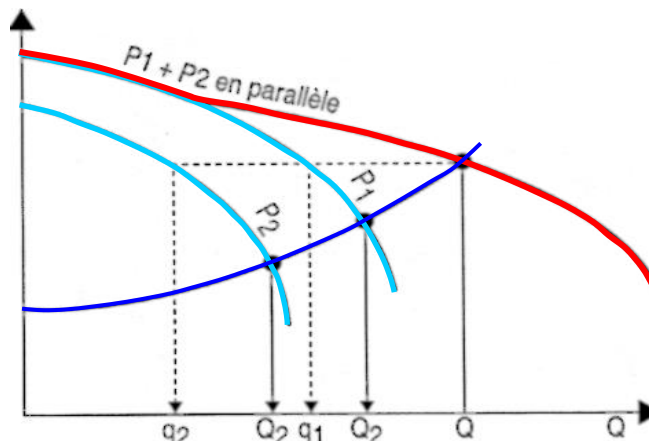


Figure II.18. Pompes en parallèles.

II.5.8. Similitude des pompes centrifuges : [16]

II.5.8.1. Théorie de similitude

La théorie de la similitude permet l'expérimentation sur maquette en utilisant des rapports de similitude définis par :

- Rapport de similitude géométrique : $L = \frac{l_1}{l_2}$ proportionnalité des longueurs homologues et conservation des angles.
- Rapport de similitude cinématique : $T = \frac{t_1}{t_2}$ faisant intervenir un rapport des temps.
- Rapport de similitude dynamique : $M = \frac{m_1}{m_2}$ faisant intervenir un rapport des masses.

II.5.8.2. Similitude des pompes :

L'énergie massique ($g.H_{mt}$) fournie par une pompe dépend en général des variables suivantes :

1. la vitesse n .
2. le débit Q .
3. le diamètre de la roue D .

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

4. la masse volumique ρ .
5. la viscosité μ .
6. la pesanteur g .

L'analyse dimensionnelle (théorème de Vschy-Bukengham) nous conduit à :
6 variables – 3 grandeurs fondamentales = 3 coefficients sans dimension de Rateau.

II.5.8.3. Coefficients de Rateau :

Les coefficients de Rateau ont pour objectif de répondre à 2 questions :

- Comment varient les caractéristiques d'une pompe en fonction de la vitesse et du diamètre ?
- Quelles sont les caractéristiques d'une pompe géométriquement semblable à une autre pompe ?

Ses coefficients sont :

- Coefficient de débit : $\delta = \frac{Q_v}{nD^3}$ (II.32)

- Coefficient de hauteur manométrique : $\mu_R = \frac{gH_{mt}}{n^2 D^2}$ (II.33)

- Nombre de Reynolds : $Re = \frac{UD^2}{\nu}$ (II.34)

Dans le domaine d'utilisation usuelle des pompes, le nombre de Reynolds qui représente le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité est grand. L'expérience montre que ses variations n'ont pas d'influence sur le comportement des pompes. On le néglige donc dans la plupart des cas, cela revient à négliger l'influence de la viscosité.

En combinant les coefficients précédents on aura :

- Coefficient de puissance : $\tau = \frac{P_a}{\rho n^3 D^5} = \mu \delta$ (II.35)

- Rendement : $\eta = \frac{P}{P_a}$

Les trois coefficients de Rateau sont reliés entre eux par la relation : $\tau = (\mu \delta) / \eta$ (II.36)

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.8.4. Similitude de fonctionnement :

Si l'on considère 2 pompes à fonctionnement semblable et géométriquement semblable, il suffit que les triangles de vitesses soient semblables pour que la similitude de fonctionnement soit établie.

En utilisant les coefficients de Rateau, on peut déduire que :

$$\begin{aligned}\frac{Q_{V_1}}{Q_{V_0}} &= \frac{N_1}{N_0} \left[\frac{D_1}{D_0} \right]^3 \\ \frac{Hmt_1}{Hmt_0} &= \left[\frac{N_1}{N_0} \right]^2 \left[\frac{D_1}{D_0} \right]^2 \\ \frac{P_1}{P_0} = \frac{\rho_1}{\rho_0} &= \left[\frac{N_1}{N_0} \right]^3 \left[\frac{D_1}{D_0} \right]^5 \\ \frac{NPSH_{r1}}{NPSH_{r2}} &= \left[\frac{n_1}{n_0} \right]^2 = \left[\frac{Q_1}{Q_0} \right]^2\end{aligned}\tag{II.37}$$

II.5.8.5. Vitesse spécifique [17] :

La vitesse spécifique n_s est par définition la vitesse à laquelle tournerait une pompe débitant $1m^3 / s$ en fournissant au fluide une hauteur de 1m. Elle est donnée par la relation :

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q / fq}}{H^{3/4}}\tag{II.38}$$

n en tr/min, Q en m^3/s et H en m.

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q / fq}}{(H)^{3/4}}\tag{II.39}$$

n en tr/min, Q en gallon/ min et H en pied.

fq est le nombre d'entrée de la roue, $fq=1$, roue à simple entrée et $fq=2$ roue à double entrée.

Notez que pour les pompes à plusieurs étages, la vitesse spécifique est calculée uniquement pour le premier étage. Pour les pompes à double aspiration, le débit Q doit être la moitié du débit total de la pompe.

La vitesse spécifique calculée en unités SI multipliées par un facteur de 51,64 est égale à la vitesse spécifique calculée en unités US.

$$n_s = 51,6n_q\tag{II.40}$$

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

La valeur de la vitesse spécifique est très importante, puisqu'elle définira la géométrie de la pompe donnée, en imposant le type de roue pour qu'elle fonctionne à son meilleur rendement. On peut donc classer les machines d'après leur vitesse spécifique, comme suit :

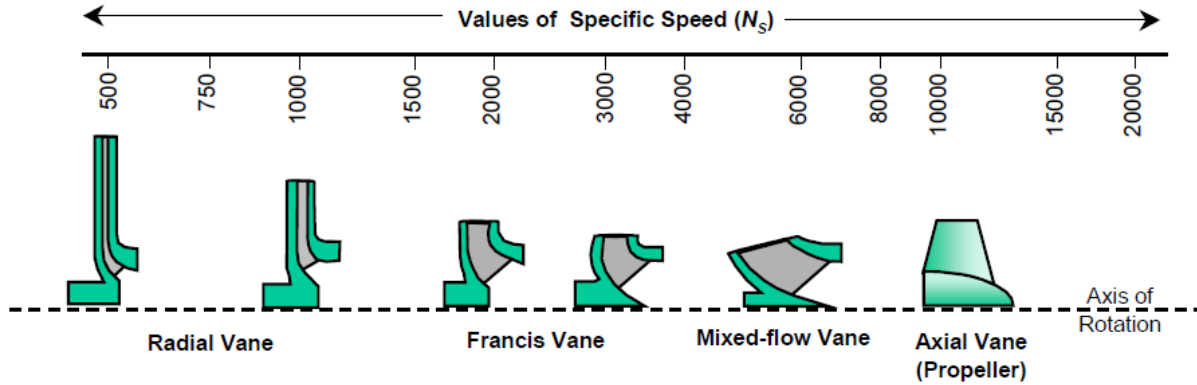


Figure II.19. Forme de l'aubage de la roue selon la vitesse spécifique [3].

- La vitesse spécifique d'aspiration, n_{ss} un indice numérique relatif à la performance d'aspiration d'une pompe, est calculé au point de rendement maximal avec l'impulseur de diamètre maximal à une vitesse de rotation donnée et il fournit une estimation de la probabilité de recirculation interne dans une pompe. Elle est exprimée mathématiquement par l'équation suivante :

$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} \quad (\text{II.41})$$

Où

n : est la vitesse de rotation, exprimée en tours par minute.

Q : est le débit par orifice d'aspiration de roue, exprimé en mètres cubes par seconde (US gallons par minute) égal à :

- débit total pour les roues à aspiration simple.
- la moitié du débit total pour les roues à aspiration double.

NPSH : est la hauteur énergétique nette absolue à l'aspiration requise, exprimée en mètres (feet).

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.9. Choix des pompes centrifuges :

Le choix d'une pompe par rapport à une autre est multiple et se basera sur plusieurs critères qui sont :

- Nature du produit transporté.
- Fiabilité assurant un bon fonctionnement sans perte de rendement ($NPSH_{disp} \geq NPSH_{requis}$).
- Hydraulique : la hauteur de refoulement, le débit, la forme des courbes caractéristiques, le nombre de groupes de pompage, la zone de débit de fonctionnement de la pompe.
- Mécanique : les valeurs de la vitesse de rotation, du couple, de la puissance absorbée et du rendement sont à prendre en considération pour choisir le type du moteur.
- Installation et montage : Les conditions d'aspiration et d'amorçage, l'encombrement du groupe (lié à la direction horizontale ou verticale de l'axe) ainsi que la simplicité de montage et de démontage.
- Économique : le prix d'investissement, la durée de vie, le coût d'exploitation, la facilité d'entretien, donc la disponibilité des pompes ont une grande influence sur la rentabilité de l'ensemble de l'installation.

II.5.10. Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges :

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs, comme :

- La surcharge (régime de fonctionnement inadéquat).
- Le mauvais graissage.
- Fluide inadapté ou augmentation de la température.
- Fonctionnement à vide (vanne de refoulement fermée).
- Mauvais alignement du moteur et de la pompe (vibration).
- Des particules solides dans le liquide.
- Cavitation.

II.5.11. *NPSH* et le phénomène de la cavitation dans les pompes :

La cavitation reste un sujet très important pour l'utilisateur, le constructeur ou l'installateur des pompes centrifuges. Pour éviter ce phénomène, il faut que la pression à l'entrée de la pompe soit supérieure à la tension de vapeur d'une marge excédentaire suffisante. Cette marge s'appelle

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

la hauteur de charge nette à l'aspiration universellement dénommée *Net Positive Suction Head* (*NPSH*) :

- De la pompe : $NPSH_{requis}$
- De l'installation : $NPSH_{disponible}$

II.5.11.1. Hauteur de charge nette à l'aspiration :

a) $NPSH_{disponible}$ [15] :

Pour un débit donné, le $NPSH_{disponible}$ s'exprime dans les conditions d'entrée de la pompe par la différence entre la pression totale absolue et la tension de vapeur du liquide, il dépend des exigences opératoires d'exploitation telles que la nature du liquide, la pression, la température, le diamètre et la forme des conduites.

$$NPSH_{disponible} = P_{asp} - P_V \quad (\text{II.42})$$

$$P_{asp} = P_{atm} - \rho g H_{asp} - \Delta h_{asp} \quad (\text{II.43})$$

Pour convertir du Pa en mCE :

$$NPSH_{disponible} = (P_{atm} - P_V) / \rho g - (H_{asp} + \Delta h_{asp}) \quad (\text{II.44})$$

P_{asp} , H_{asp} et Δh_{asp} : sont respectivement la pression, la hauteur et les pertes de charges à l'aspiration.

P_V : est la pression absolue de vaporisation du liquide.

b) $NPSH_{requis}$:

C'est la hauteur minimale de liquide nécessaire au-dessus de l'aspiration, elle est déterminée par le constructeur pour des conditions de débit et de vitesse données ; il dépend uniquement de la construction interne de la pompe.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

II.5.11.2. Cavitation :

Lorsque la pression statique d'un liquide descend en dessous de sa pression de vapeur saturante, il se vaporise : c'est le phénomène de la cavitation.

$$P_{asp} - NPSH < P_v \quad (\text{II.45})$$

La cavitation s'apparente au phénomène d'ébullition bien que la transformation thermodynamique mise en jeu soit différente. Contrairement à l'ébullition qui est due à une augmentation de température à pression constante, la cavitation résulte d'une baisse de pression à température quasi constante. Le phénomène de cavitation se manifestera par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur (figure II.20). Lorsque les bulles se contractent vers un rayon infiniment petit, elles implosent dans un effondrement plutôt violent provoqué par une pression élevée au centre de la bulle. L'effondrement est suivi d'une impulsion de pression localisée qui peut donner naissance à des micro-jets, petits mais puissants. Ces deux effets peuvent endommager les surfaces. [18]

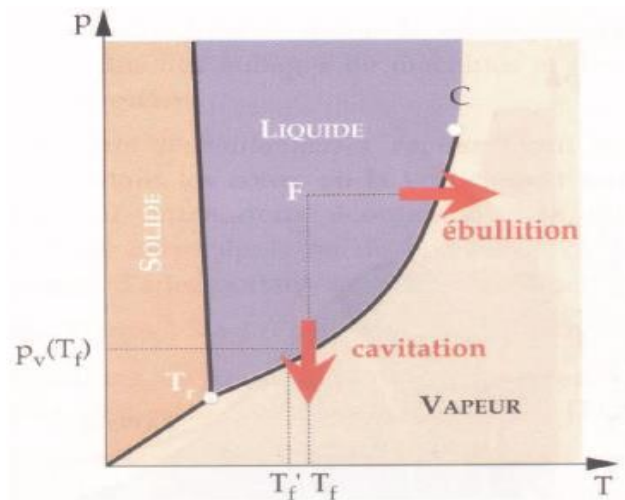


Figure II.20. Diagramme thermodynamique d'états. [19]

a) conséquences de la cavitation :

Les conséquences de ce phénomène sont :

- Érosion de cavitation : les implosions des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure.
- Bruit de cavitation : un bruit de bétonnière ou concasseur qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

- Perte de performances : pour des poches encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (Hauteur totale d'élévation, rendement, puissance).
- Vibration : entraînant une usure prématurée des paliers et de la butée et, à la limite, une rupture de l'arbre due au balourd hydraulique créé par un remplissage inégal en liquide de chaque canal.

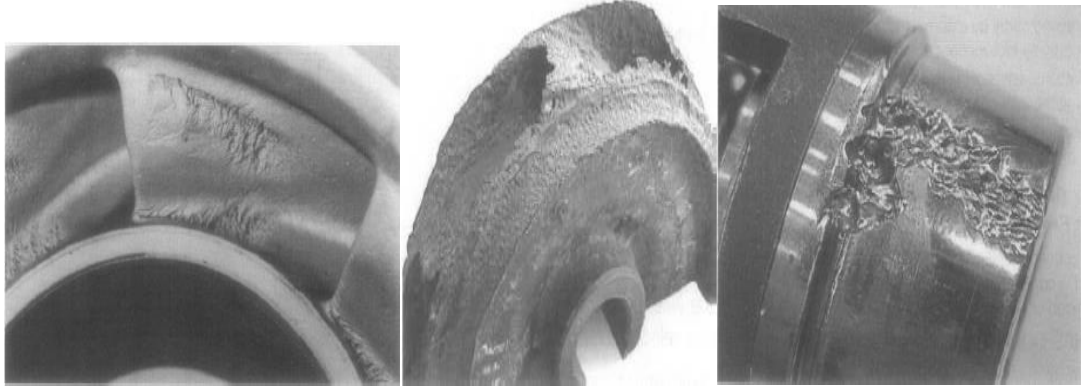


Figure II.21.Effets de la cavitation[20].

b) Utilisation de la cavitation :

En dépit de ses aspects négatifs, la cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevée.

La cavitation est ainsi utilisée dans :

- La limitation de débit de liquide
- Les générateurs de microbulles
- Les catalyseurs de réaction chimique
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants
- Le massage thérapeutique
- Le dégazage des liquides

c) Conditions du bon fonctionnement [10] :

Il est indispensable que le $NPSH_{disponible}$ dans le système soit plus élevé que $NPSH_{requis}$ pour un bon fonctionnement pour éviter la cavitation.

CHAPITRE II

Généralités sur les pompes centrifuges

Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur, elle peut être exprimée par la condition :

$$NPSH_{disponible} - NPSH_{essai} = 1m(3ft) \quad (II.46)$$

Les courbes NPSH doivent être développées et soumises conformément aux normes de l'«Hydraulic Institute» (ANSI/HI 1.6) ou à l'ISO 9906, selon la spécification.

II.6.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons vu les différents types de pompes et nous avons axé notre étude sur les pompes centrifuges, leur fonctionnement et leur domaine d'utilisation, les différents composants constitutifs ainsi que leur classification selon la norme API 610.

Nous avons par ailleurs détaillé la théorie des pompes centrifuges, la similitude et les différentes courbes de performance, nous avons introduit les facteurs de leur dysfonctionnement, notamment la cavitation.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter la pompe centrifuge DVMX 6.8.11 à haute pression et nous aborderons un autre phénomène qui est l'usure, phénomène très fréquent dans les pompes.

Chapitre III

Performance de la pompe centrifuge DVMX

6.8.11 haute pression et l'effet de l'usure

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

III.I. Pompe centrifuge DVMX 6.8.11 :

III.I.1. Description de la pompe DVMX :

La pompe centrifuge **GUINARD** de type **6.8.11** est constituée d'un corps de **05** étages, c'est ce type de machine qui équipe la station de pompage M'sila dont la mission est de transporter le pétrole brut et de vaincre le col de Selatna qui culmine à 1032 m.

Elle est entraînée par un moteur électrique asynchrone d'une puissance nominale de 1600 kW et d'une vitesse nominale de 3560 tr/min, il est alimenté électriquement par un variateur de fréquence qui régule sa vitesse selon les besoins d'exploitation du pipeline (débit et pression)

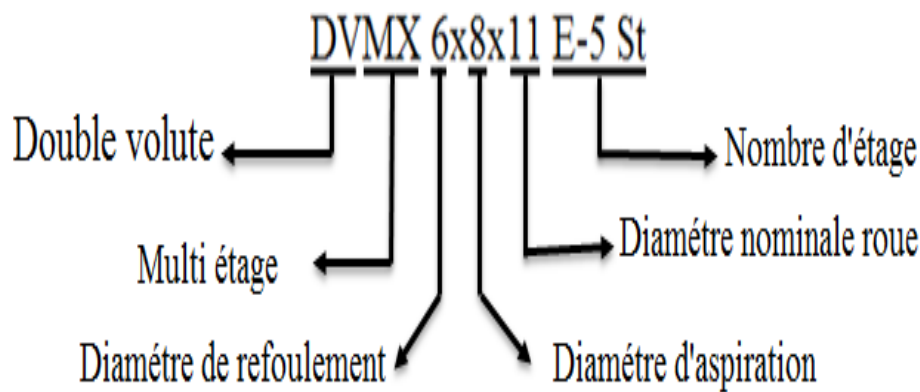


Figure III.I.1. Configuration de la pompe.

III.I.2. Conception de la pompe :

C'est une pompe horizontale multi-étagée à plan de joint axial (en deux parties avec le plan du joint principal parallèle à l'axe de l'arbre) et à double volute avec 05 roues d'aspiration, la première à double entrée et les 04 autres à simple entrée. Les roues sont montées en opposition afin d'assurer l'équilibrage hydraulique et minimiser la poussée axiale. Pour réduire les charges de la poussée radiale, le corps est équipé d'un système à double volute.

III.I.2.1. Corps de la pompe :

Le corps de la pompe est divisé en 02 parties (corps supérieur et corps inférieur) en acier au carbone moulé de la catégorie WCB de la norme ASTM A216. La teneur en carbone est de 0 à 0.3%, le fer de 97.0 à 100%, le manganèse de 0 à 1.0% et d'autres composants tels que le soufre, le silicium et le phosphore. Ces pièces moulées sont conçues pour résister à de hautes températures et pressions. Les deux demi corps sont assemblés horizontalement par des goujons.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

a) Demi-corps inférieur : Comporte :

- Des conduites d'aspiration d'un diamètre de 08 pouces et de refoulement d'un diamètre de 06 pouces, équipées de bossages pour instruments de mesure de pression.
- Des canaux de liaison inter-étages.
- Une purge pour vidange de la pompe.
- une cuvette de récupération des fuites au niveau des garnitures supportant de chaque côté les paliers.



Figure III.I.2. Demi-corps inférieure de la pompe.

b) Demi-corps supérieur :

Il comporte :

- Des canaux de liaison inter-étages.
- Des évents taraudés pour purge d'air.
- Des œillets pour levage.
- Une tuyauterie de by-pass pour l'équilibrage des garnitures.

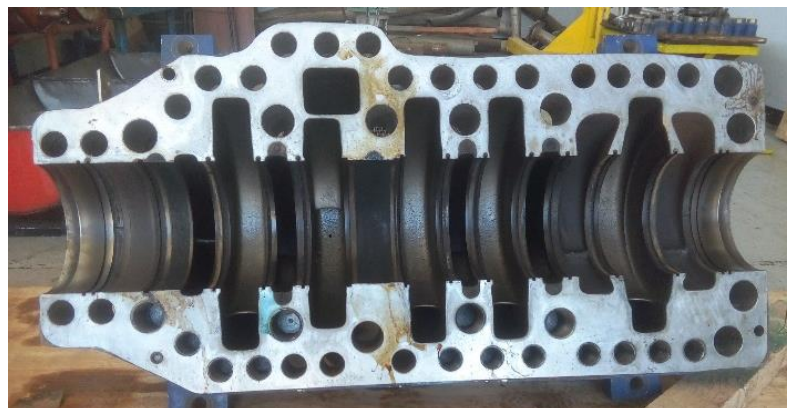


Figure III.I.3. Demi-corps supérieur de la pompe.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

c) Equipements du corps de la pompe :

Le corps de la pompe est équipé aussi de :

- Bague d'usure corps bloquée par ergots.
- Bague de corps située entre le 1^{er} et le 2^{ème} étage et bloquée en rotation également par ergots.
- Coussinet central d'étanchéité en deux parties arrêté en rotation par goupillage.

III.I.2.2.Mobile de la pompe :

Le mobile de la pompe comporte :

a) Arbre :

L'arbre de la pompe est constitué d'un acier faiblement allié au chrome (Cr), l'acier 42CrM04. La teneur en carbone est de 0.42%, 1% en chrome et 0.25% en molybdène. Ces aciers appartiennent à la classe des aciers mi-durs qui permet d'augmenter les propriétés de résistance et d'améliorer la dureté et plus particulièrement la résilience.

b) Roue :

C'est l'élément principal de la pompe (figure III.I.5), c'est une couronne composée de deux flasques parallèles et larges reliés entre eux par des ailettes. La pompe, objet de cette étude, est constituée de 05 roues (04 identiques et une à double aspiration). Elles sont munies de bagues d'usure interchangeables et soigneusement équilibrées après usinage. Les roues sont montées sur l'arbre avec une clavette, deux bagues plus part et une chemise d'étage pour éliminer tous les degrés de liberté.

La roue est en acier inoxydable de grade CA6NM de la norme ASTM A-743 ou A-487, elle est particulièrement conçue pour améliorer la résistance à la corrosion en réduisant les fissurations sous contrainte sulfureuse et une bonne résistance aux effets de pression.

c) Paliers :

Les paliers ont pour rôle de supporter et guider le rotor en rotation. Ils doivent assurer le maintien de l'arbre dans le sens axial et éviter tout déplacement le long de son axe.

Dans ce cas, le palier de butée est généralement constitué de deux roulements à contact obliques montés dos à dos et il est situé du côté de l'accouplement. Le palier radial qui doit être glissant est souvent constitué d'un roulement à rouleaux.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

Le mobile est supporté par :

- Un palier lisse (coussinet central) situé au milieu de la pompe.
- Un palier lisse radial situé côté accouplement.
- Un palier lisse radial et un palier butée côté opposé à l'accouplement (02 roulements à contact oblique montés dos à dos) et un ventilateur pour refroidissement.

La lubrification des paliers se fait à l'aide des bagues de remontée d'huile.

d) Garnitures mécaniques :

L'étanchéité dans cette pompe est assurée par deux garnitures mécaniques (voir figure III.I.6), l'une du côté accouplement et l'autre du côté butée du constructeur JOHN CRANE dual seals (voir annexe 3), elle est :

- soumise à la norme API 682 qui correspond à l'ISO 21049, association de deux plans API (plan 11 et 61) montés en tandem assemblé en cartouche.
- du type A, catégorie 2 et Arrangement 2 (GM en contact).
- Avec flushing (Arrosage), Quench (Rinçage) et Drain.

Le fluide d'arrosage à lubrification des faces d'étanchéité est de même nature que le même fluide pompé (pétrole brut).



Figure III.I.4. Mobile de la pompe.



Figure III.I.5. La roue.



Figure III.I.6. Garniture mécanique.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

III.I.3. Courbes caractéristiques de la pompe :

Deux courbes caractérisent une pompe centrifuge pour une vitesse de rotation de 3560 tr/min : la courbe de l'écoulement de la pompe, et la courbe de rendement (Figure III.I.7).

Nous remarquons que la courbe *hauteur-débit* est stable, régulièrement descendante avec l'accroissement du débit, depuis la valeur H_{max} qui correspond à la fermeture de la vanne de refoulement. Chaque valeur de H correspond à une seule valeur de Q .

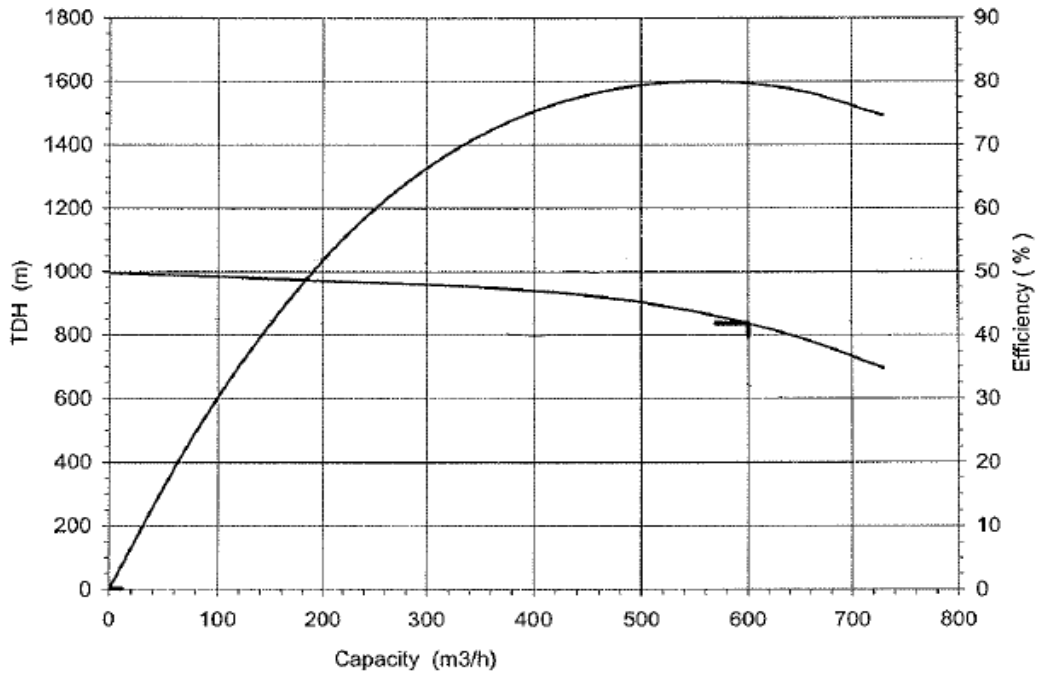


Figure III.I.7 : Les courbes $H = f(Q)$ et $\eta = f(Q)$.

- La courbe de puissance régulièrement ascendante et du NPSH de la pompe en fonction du débit (Figure III.I.8).

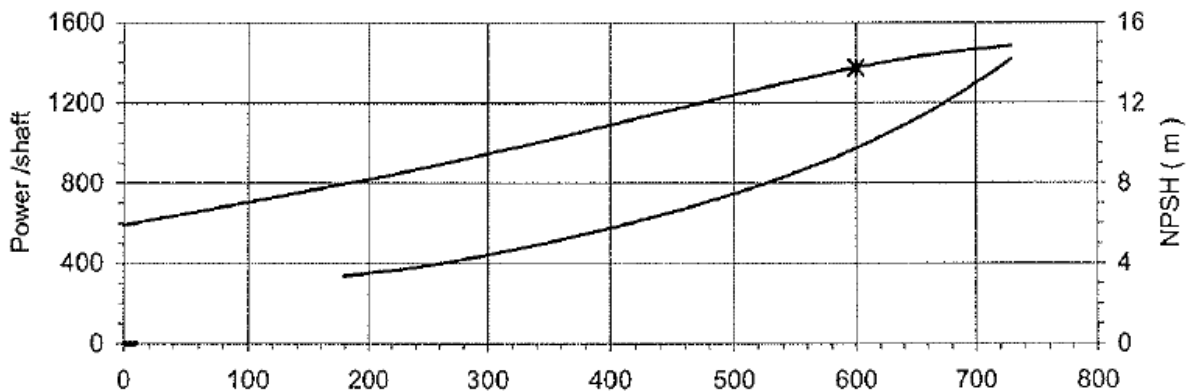


Figure III.I.8 : Les courbes $P = f(Q)$ et $NPSH = f(Q)$.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

III.I.4. Paramètres de performance de la pompe :

Les paramètres du constructeur sont présentés dans le tableau suivant :

Paramètre	Désignation	Valeur	Unité
Vitesse de rotation	n	3560	tr / min
Hauteur manométrique	H_{mt}	838	m
Débit volumique	Q	600	m^3 / h
Pression d'aspiration	P_{asp}	4,1	$kg / cm^2 g$
Pression de refoulement	P_{ref}	70,9	$kg / cm^2 g$
Nombre d'étage	i	5	/
Puissance absorbée	P_a	1375,00	kW
Masse volumique du brut	ρ	800	kg / m^3
Température de service	T	293,15	K
Diamètre de la tubulure d'aspiration	D_{asp}	203	mm
Diamètre de la tubulure de refoulement	D_{ref}	152	mm
Rendement	η	79,7	%
Charge nette absolue à l'aspiration requis	$NPSH_{requis}$	9,72	m

Tableau III.I.1. Tableau des paramètres de la pompe DVMX 6.8.11.

III.I.5. Schéma descriptif de la pompe :

Voir le schéma dans l'annexe 04 et pour la nomenclature voir l'annexe 05.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

III.II. Matériaux et mécanismes d'usure des pompes centrifuges :

Dès le premier jour de leur démarrage, toutes les pompes se dirigent inexorablement vers la réparation, même si la conception et le fonctionnement sont corrects. Le facteur qui détermine la réparation est l'usure interne, les pertes matérielles dues à l'usure coûtent annuellement une fortune à l'industrie.

Cette partie présente les matériaux des pompes et les différentes sources d'usure interne ainsi que les suggestions pour prolonger le temps de bon fonctionnement de la pompe.

III.II.1. Matériaux des pompes :

Les matériaux individuels et la combinaison de matériaux pour les pompes sont déterminés par un certain nombre de facteurs interactifs (voir Figure III.II.1). Le résultat final est généralement un compromis entre tous ceux-ci. En même temps et malheureusement, certains de ces facteurs, plus ou moins identifiés, affectent la durée de vie de la pompe et la disponibilité de l'utilisateur à la réparer. Il est préférable d'utiliser des matériaux faciles à usiner, car dans le cas contraire, les performances de la pompe seraient considérablement réduites. Il est également préférable, dans certains cas de figure, d'utiliser des matériaux qui peuvent être soudés, c'est la technique de réparation la plus courante et la moins onéreuse.

Les pompes fabriquées à partir de matériaux difficiles ou impossibles à souder seront difficiles ou impossibles à réparer en cas de panne en service, elles seront indubitablement mises au rebut, ce qui augmente le coût global. Les matériaux fixes se trouvant à proximité des pièces en mouvement doivent être judicieusement choisis pour éviter toute incompatibilité.

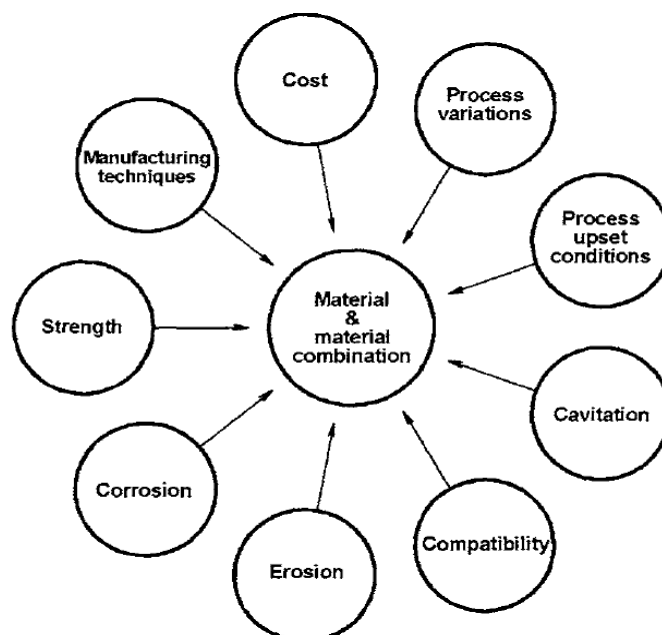


Figure III.II.1. Facteurs affectant la pertinence des matériaux de la pompe [20].

III.II.2.Type de matériaux :

La majorité des matériaux utilisés actuellement dans les pompes peuvent être classés dans les groupes principaux suivants :

- Matériel avec le fer comme principal constituant.
- Matériel avec des proportions significatives de chrome et de nickel.
- Matériel avec le cuivre ou l'aluminium comme composant principal.
- Autres matériaux métalliques.
- Matériaux non métalliques.

Les propriétés mécaniques sont définies de la manière habituelle par la résistance à la traction et l'allongement. Parfois, il existe d'autres propriétés physiques intéressantes telles que la résistance aux chocs (résilience) et la dureté. La température joue un rôle important dans les propriétés des matériaux solides.

En général, lorsque la température augmente, les matériaux deviennent plus élastiques et se déforment plus facilement. Et lorsqu'elle diminue, la plupart des matériaux deviennent fragiles et sensibles aux chocs. Les deux extrêmes de la plage de température nécessitent une étude approfondie et efficiente. [20]

III.II.3.Usure et phénomène de frottement :

Il existe de nombreuses définitions de l'usure et la plupart prennent la forme de «processus de perte de matière sur deux surfaces frottant l'une contre l'autre». Le mouvement relatif entre les surfaces des composants de la machine conduit presque inévitablement à un changement de leur aspect et très probablement à une forme de perte matérielle d'au moins une des surfaces.

Le frottement est le phénomène qui s'oppose au mouvement d'une surface par rapport à une autre, il se présente sous plusieurs aspects :

- Mécanique : l'effort tangentiel en sens inverse du déplacement.
- Géométrique : perte des côtes.
- Énergétique : perte de puissance qui se traduit par une diminution du rendement. [21]

La surface d'un matériau est le siège des interactions entre le matériau et l'environnement. En tribologie, la surface ne se limite pas uniquement à la notion d'aire d'appui des corps, mais concerne plus généralement les éléments de contact qui jouent un rôle sur le frottement, c'est-à-dire sur les contraintes mécaniques, les températures et le comportement du troisième corps (lubrifiant, débris d'usure...).

L'étude de l'usure revêt une importance considérable tant sur le plan économique que sur le plan scientifique. Car d'une part, l'usure est l'une des principales causes de la mise hors service des

machines et des outils. D'autre part, notre civilisation technologique exige des mécanismes de plus en plus performants par l'augmentation des pressions de contact, des vitesses de glissement et des durées de fonctionnement.

III.II.3.1. Phases de la vie d'un mécanisme :

Un mécanisme passe normalement par trois phases d'usure successives (figure III.II.2) qui sont [22] :

a) Rodage :

Il correspond à l'ultime finition des surfaces, il se caractérise par une croissance rapide de la perte de masse, une amélioration de l'état de surface, une baisse du taux d'usure et du facteur de frottement. Cette phase revêt une importance essentielle, car l'expérience montre que la façon dont le rodage est conduit, on influe considérablement sur la fiabilité du régime de fonctionnement du matériel.

b) Période d'usure normale ou vie utile :

Elle correspond à un régime d'usure douce, la couche superficielle très dure est éliminée peu à peu sous forme de petites écailles. L'usure douce diminue ainsi la rugosité, tandis que l'usure sévère l'accroît ; elle est pratiquement une fonction linéaire du temps de fonctionnement.

c) Période de vieillissement rapide :

C'est un stade où la détérioration des éléments de machine évolue rapidement (usure sévère) et entraîne la mise hors service du matériel. Un temps de bon fonctionnement (T.B.F.) peut être défini si on se fixe en fonction du temps un seuil d'usure admissible.

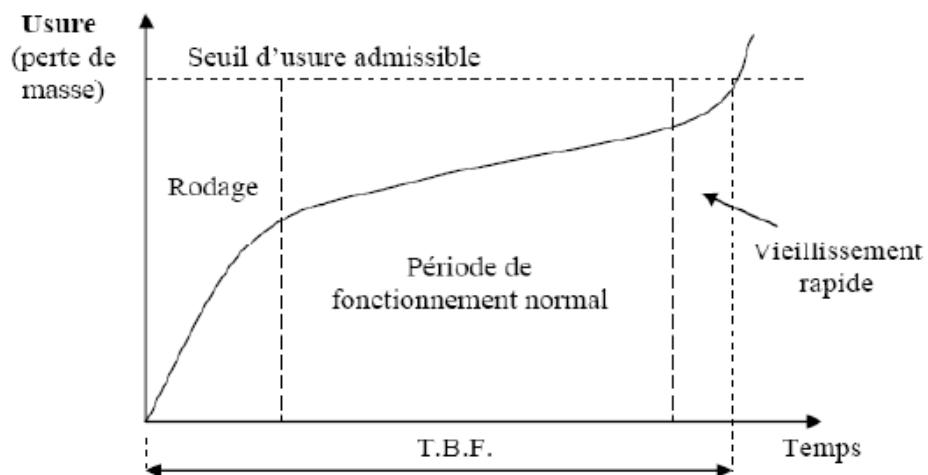


Figure III.II.2. Evolution de l'usure en fonction du temps.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

III.II.3.2. Principaux mécanismes d'usure des surfaces :

L'usure est un ensemble complexe de phénomènes difficiles à interpréter, amenant une émission de débris avec perte de masse, de côtes, de forme et s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces.

La notion d'usure est beaucoup moins restrictive car elle s'applique à toute action conduisant à une perte d'intégrité et de fonctionnalité des composants ou systèmes. On parle de perte quand on constate des écarts par rapport à la configuration optimale calculée et recommandée par le constructeur, il peut ainsi être question :

- D'une évolution dimensionnelle, géométrique des pièces, telle que l'augmentation des jeux, due à une perte de cote (dégradation de la précision) ou au contraire, à l'accumulation de débris qui conduit à des blocages et des coincements.
- D'une dégradation des surfaces et l'apparition de rayures, sillons, cavités, excroissances, dont l'influence est très pernicieuse, cela peut conduire à une déficience dans l'étanchéité, vibrations, bruits, émission de particules, accroissement de la puissance consommée, du niveau de température, de la consommation de lubrifiants, ...



Figure III.II.3. Dégradations des pièces de contact lors de la révision.

III.II.3.3. Types d'usure :

Les nombreuses formes d'usure sont classées en plusieurs groupes :

- L'usure érosive
- L'usure corrosive.
- L'usure adhésive.
- L'usure abrasive.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

- L'usure par fatigue de contact.

D'autres détériorations de surfaces plus complexes, comme la corrosion de contact et l'érosion par cavitation, sont également décrites mais l'accent est particulièrement mis sur l'usure abrasive sous toutes ses formes.

a) Usure érosive :

L'érosion est l'usure des parties internes de la pompe par des particules solides en suspension contenues dans le fluide pompé. Les parties les plus touchées sont : les bagues d'usure, les manchons d'arbre, les garnitures, les surfaces d'étanchéité mécaniques, les joints, le corps de pompe et la roue. L'érosion peut être causée par de petites particules non visibles à l'œil nu, comme les minéraux dissous, mais des particules plus grosses comme le sable, l'écaille et la rouille peuvent aussi causer une grave érosion à l'intérieur de la pompe. N'importe quel fluide peut contenir plusieurs concentrations de solides qui causent l'érosion et l'usure à l'intérieur de la pompe. Lorsque le liquide véhiculé est connu pour avoir une forte concentration de solides, les matériaux à l'intérieur de la pompe doivent être impérativement remplacés par des matériaux plus résistants.

Les matériaux tels que l'acier au carbone, le fer à haute teneur en chrome, l'acier inoxydable à durcissement ou les revêtements durs comme la céramique ou l'alliage de tungstène sont parmi les plus utilisés. [23]

b) Usure corrosive :

La corrosion est causée par une attaque chimique ou électrochimique à la surface des métaux. Elle est accentuée lorsqu'il y a une augmentation de la température et/ou la présence d'oxygène dans le fluide ou sa surface.

Nous pouvons aggraver l'effet de corrosion si des pièces mal alignées ont un mouvement relatif, comme des roulements mal ajustés ou des changements rapides dans le système.

La cavitation, l'érosion et la vitesse élevée du fluide aggravent le processus de corrosion.[23]

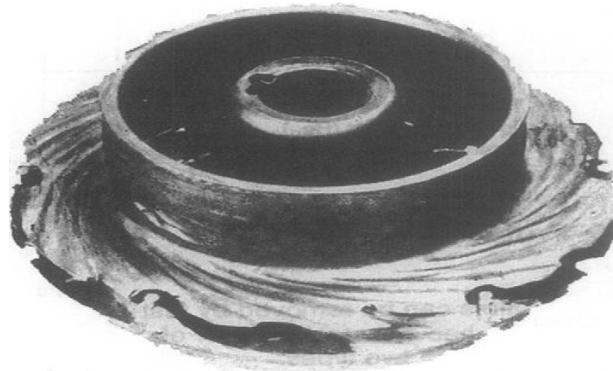


Figure III.II.4. Erosion-corrosion sur une roue en acier 13Cr + Mo. [20]

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

Remarque :

L'érosion-corrosion est particulièrement fréquente dans les pompes rotodynamiques pour lesquels la vitesse d'écoulement dépasse presque toujours 20 m / s.

c) Usure par adhésion :

L'usure adhésive, ou l'usure par contact métal-métal, est la forme la plus courante de la détérioration des surfaces. Elle est due à la rupture par cisaillement, lors du frottement, des microsoldures ou jonctions formées instantanément entre les aspérités de chacune des deux surfaces en contact, en régime de frottement sec ou de lubrification. [24]

- Si l'interface est moins solide que les pièces, les jonctions se cisailent par rupture adhésive, l'usure est modérée ou quasi nulle (figure III.II.5.b).
- Si l'interface est plus solide qu'une des pièces, il y a rupture cohésive, usure sévère (figure III.II.5.a), voire même grippage. [22]

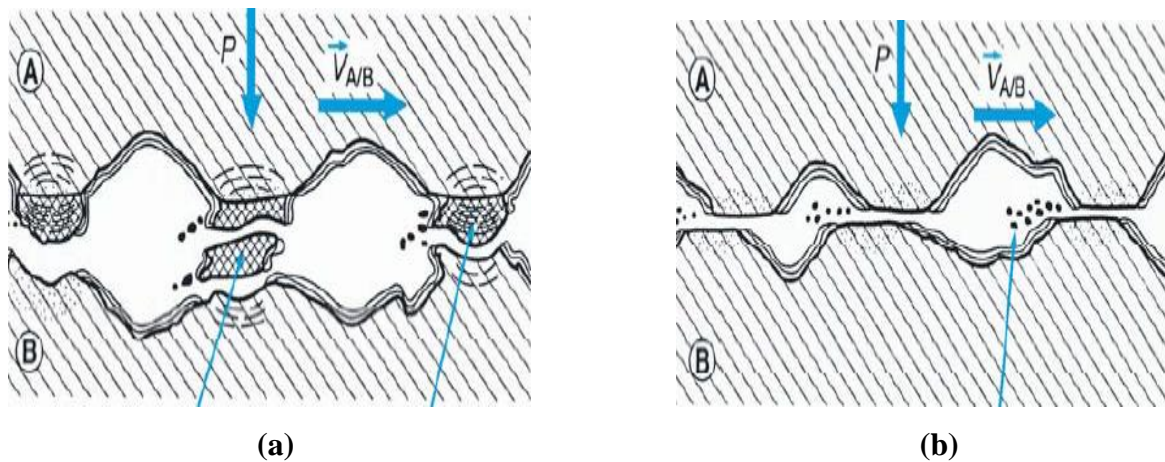


Figure III.II.5. Mécanisme de l'usure adhésive [24].

➤ **Comment combattre l'usure adhésive ?**

Les trois moyens d'action pour éviter ou limiter l'usure adhésive sont :

- la conception mécanique des organes en général et des surfaces en particulier.
- le choix des matériaux et des traitements de surface.
- le choix du lubrifiant et de la technique de lubrification.

d) Usure par fatigue :

La détérioration par fatigue des surfaces est due à l'enlèvement des fragments de métal formés par la propagation, plus ou moins rapide, de fissures de fatigue amorcées, selon le cas :

- en surface lorsque le coefficient de frottement est élevé (taux de glissement/roulement important) et en présence d'un matériau fragile (figure III.II.6.a).

- en sous-couche lorsque le frottement est faible (roulement prédominant) et lorsque le métal est ductile (figure III.II.6.b)

L'apparition de fissures de fatigue est provoquée par l'accumulation de contraintes cycliques dépassant les limites de fatigue du matériau en traction et/ou en cisaillement.

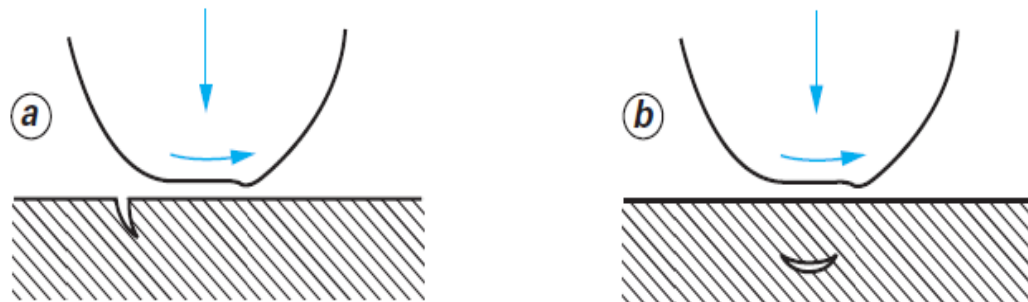


Figure III.II.6. Zones d'amorçage des fissures de fatigue [24].

e) Usure par abrasion :

L'usure abrasive est définie comme étant l'usure par déplacement de matière, produite par des particules ou des protubérances dures.

Dans ce qui suit, on va s'intéresser principalement à cette usure qu'on a constaté sur les pièces de la pompe principale DVMX 6.8.11 de la station de pompage de M'sila.

III.II.4. Usure abrasive :

L'usure abrasive existe toujours quel que soit le système mécanique. En effet, les débris d'usure générés par les autres modes (adhésion ou fatigue) ou les débris provenant d'une cavitation ou des zones à sections variables dans les pipes sont généralement plus durs que les surfaces en

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

contact et par suite elles participent à l'abrasion, ainsi que les grains abrasifs constitués de poussières ou de sable.

Les surfaces endommagées par abrasion présentent des sillons de profondeur variable, parallèles au déplacement. L'usure est assez constante au cours du temps, le volume des débris croît linéairement avec la charge appliquée et la distance parcourue.

La perte de matière dépend à la fois du matériau usé et de l'antagoniste, l'aspect des sillons fournit de précieuses indications :

- S'ils sont brillants et très peu profonds, les aspérités de la pièce antagoniste ont raclé les couches d'oxydes,
- S'ils sont isolés et brusquement interrompus, des particules dures introduites entre les surfaces sont plus ou moins incrustées,
- S'ils sont interrompus et rayent la pièce dure, des particules abrasives sont enchâssées dans la pièce tendre,
- S'ils sont interrompus et marquent la pièce tendre, la pièce antagoniste plus dure est trop rugueuse.

Les photographies ci-dessous donnent un aspect visuel de la détérioration d'origine abrasive, on remarque que les surfaces des pièces usées présentent des sillons dans le sens du glissement qui peuvent aller de la rayure légère (scartching) au sillon profond d'un couple piston d'équilibrage et d'une chemise d'étranglement en X30Cr13.

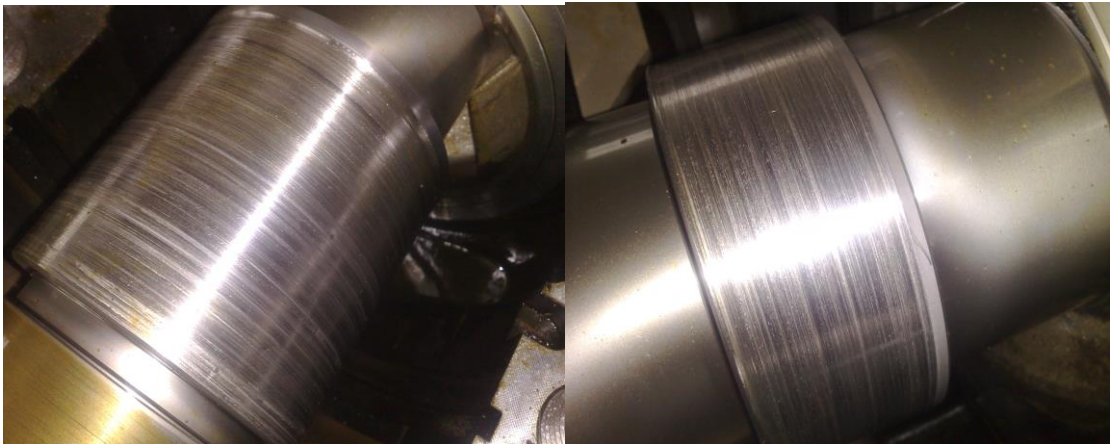


Figure III.II.7. Usure abrasive chemise-piston d'équilibrage dans une DVMX.

III.II.4.1.Mecanisme d'usure abrasive :

L'usure abrasive est une détérioration dans laquelle interviennent deux phénomènes provoquant (figure III.8) :

- Un enlèvement de matière de la surface par un processus de coupe.

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

- Une déformation plastique de la surface (labourage) sans enlèvement de matière.

La surface abrasée perd donc du métal sous forme de micro copeaux, elle peut également être profondément modifiée par déformation plastique.

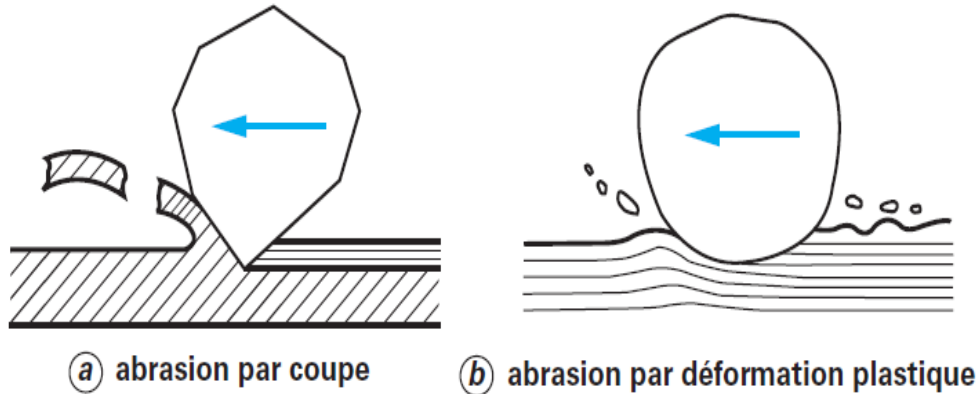


Figure III.II.8. Mécanisme d'abrasion [24]

III.II.4.2. Aspects tribologiques de l'usure abrasive :

Il convient de distinguer deux processus d'abrasion des surfaces de frottement :

a) Usure abrasive à deux corps :

L'usure abrasive à deux corps est provoquée par des aspérités ou particules dures d'une surface sur une autre plus tendre, les sillons sont formés parallèlement à la direction de déplacement des aspérités abrasives.

En général, un matériau mou et malléable conduit à une usure uniforme tandis que pour un matériau plus dur, elle est plus localisée dans la région inter-lamellaire où les couches d'oxydes forment des points faibles et entraînent le décollement des lamelles.

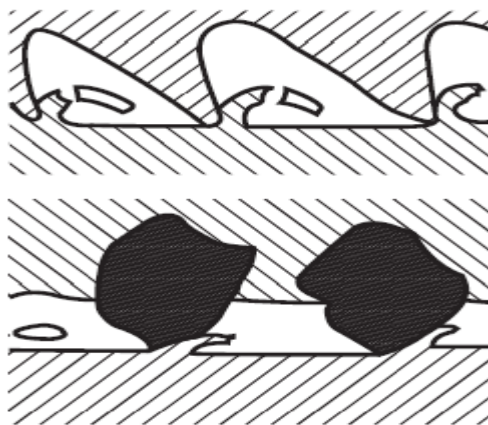


Figure III.II.9. Usure abrasive à deux corps.

b) Usure abrasive à trois corps :

L'usure à trois corps (figure III.II.10) est engendrée par des particules abrasives libres (troisième corps) véhiculées entre les deux surfaces frottantes.

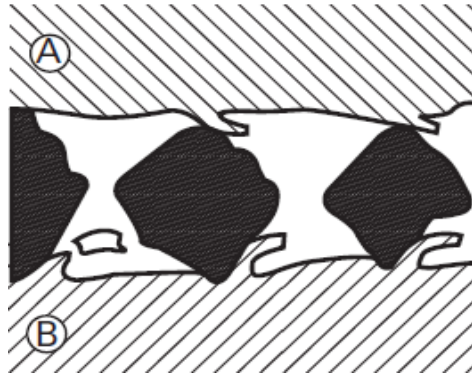


Figure III.II.10. Usure abrasive à trois corps.

Si la dimension de ces particules est de l'ordre de grandeur des épaisseurs du film d'huile, l'abrasion est dite normale. Elle se manifeste par des rayures ayant l'aspect de sillons d'usinage par coupe. En revanche, si les particules abrasives sont très petites, la détérioration dont l'importance et l'aspect dépendent fortement de l'angle d'incidence des particules par rapport à la surface est appelée érosion abrasive (figure III.II.11).

Dans les pompes, l'abrasion normale à trois corps affecte les surfaces frottantes surtout les paliers qui sont les organes les plus sensibles à l'abrasion du fait, à la fois, de la faible dureté des alliages antifricition et des débits d'huile importants circulant dans les paliers et véhiculant toutes les particules abrasives qui échappent à la filtration d'huile.

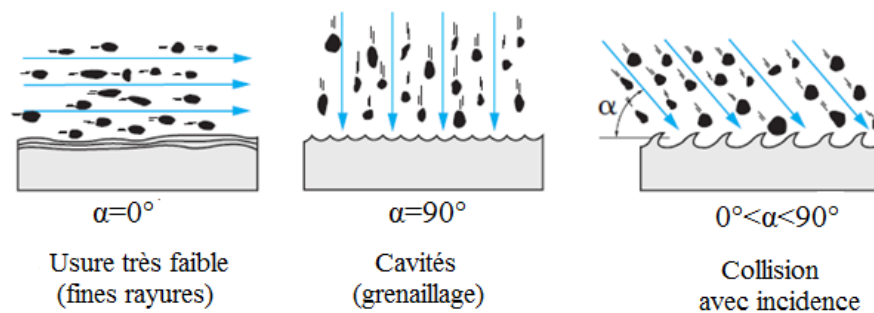


Figure III.II.11. Différentes formes d'érosion abrasive selon l'angle d'incidence des particules

III.II.4.3. Paramètres influant sur l'usure abrasive :

La quantité éliminée du métal du sillon abrasif de la surface sous forme de particules d'usure par rapport à celle affectée par la déformation plastique est relativement faible (environ 10% à 20% en moyenne), cette quantité enlevée dépend de nombreux paramètres [23] :

- **Dureté** : La dureté relative de la surface abrasée et de l'abrasif. Lorsque la dureté de la surface rayée approche celle de l'abrasif, celui-ci s'émousse, diminuant son aptitude à la coupe.

- **Corps abrasif** : La forme du grain abrasif a une influence évidente sur son agressivité en combinaison avec sa dureté.

- **Environnement** : L'environnement comprend essentiellement l'humidité et la corrosivité du milieu. Les effets de l'humidité sont négligeables dès que la vitesse d'usure est importante et concerne un volume du matériau supérieur à celui qui est susceptible d'être modifié par une oxydation ou un échauffement superficiel. En revanche, l'humidité accentue l'abrasion si l'intensité de l'usure est faible (abrasion sous faibles charges ou avec des grains fins ou sphériques).

- **Température** : La température peut influencer la résistance à l'usure abrasive. Une température élevée favorisera l'oxydation, dans certains cas une couche d'oxyde bien adhérente au métal de base peut le protéger de l'abrasion.

III.II.4.4. Quantification de l'usure abrasive [25] :

Le mécanisme d'usure par abrasion conduit à une équation d'usure de la forme :

$$V_a = k_1 k_2 \cdot \frac{W}{H} \cdot L \quad (\text{III.II.1})$$

V_a : Volume usé (mm³).

k_1 : Coefficient identique à celui de l'usure par adhérence (voir tableau III.1).

k_2 : Coefficient d'angle des particules abrasives

$$k_2 = \frac{\pi}{2 \tan \theta} \quad (\text{III.II.2})$$

(Pour la plupart des particules, θ est petit, de l'ordre de 5 à 10°).

W : La force normale (N).

H : La dureté du matériau le plus mou.

L : Longueur glissé (m).

Coefficients d'usure K_1 de différents matériaux :

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

Matériau/ sur acier dur	K
Acier doux/ sur acier doux	7.10^{-3}
Acier doux	$5,5.10^{-5}$
PTFE (téflon)	$2,5.10^{-5}$
PMMA	7.10^{-6}
Cuivre	$3,7.10^{-5}$
Acier a outil	$1,3.10^{-4}$
Acier inoxydable	$1,7.10^{-5}$
Bronze	6.10^{-4}
Polyéthylène	$1,3.10^{-7}$

Tableau III.II.1. Tableau des coefficients d'usure.

Pour les métaux :

- V_a augmente régulièrement quand la charge W augmente et la dureté H diminue.

-Pour une bonne conception, il faut retenir :

$$\frac{H_s}{H_a} \succ 1,2 \quad (\text{III.II.3})$$

H_s : Dureté de la surface

H_a Dureté de la particule abrasive).

III.II.4.5.Combattre l'usure abrasive :

L'usure abrasive dans les pompes est combattue, principalement par :

- cas d'abrasion à trois corps :

-une filtration efficace des fluides

-une bonne étanchéité au niveau des joints et de la garniture.

-le dépôt d'un film de métal mou sur la couche antifriction des paliers.

-le choix du matériau de la surface résistant bien à l'abrasion du fait de leur dureté et de la cohésion de leur structure.

- cas d'abrasion à deux corps :

On lutte contre l'usure des surfaces soit, comme pour l'abrasion à trois corps, par la filtration des particules abrasives susceptibles de s'incruster dans le film superficiel des paliers ou dans le

CHAPITRE III

La pompe DVMX et l'effet de l'usure

matériau des joints, jouant ainsi le rôle d'une meule abrasive, soit en arasant, par un rodage préalable, les aspérités aiguës de métal résultant du mode d'élaboration de la surface.

III.II.5. Règles fondamentales pour éviter l'usure [26] :

- ✓ Eviter le contact des pièces en mouvement rotatif tout en conditionnant leur surface pour résister à un contact accidentel.
- ✓ Eviter le défoncement en profondeur par surpressions hertziennes, les fractures et écaillages par excès d'écroutissage.
- ✓ Dégager rationnellement les calories.
- ✓ Eviter les accidents connexes tels que la corrosion, la cavitation, l'érosion.
- ✓ Définir au bureau d'études les protocoles de rodage.
- ✓ Imposer en fabrication des contrôles de métallurgie, géométrie, macro et microtopologie spécifiques du frottement,
- ✓ Respecter l'homogénéité du projet : un bon couple de frottement doit durer exactement l'âge de la machine,

III.III. Conclusion :

Les phénomènes qui affectent les pompes (dans notre cas l'abrasion), sont très complexes à comprendre. Le choix du matériau pour la construction de ces pompes pose un problème délicat parce qu'il faut trouver un compromis entre le prix et la durée de vie de la pompe. Cette optimisation varie d'un cas à l'autre et ne peut se faire que dans le cas d'une collaboration étroite entre le constructeur et l'utilisateur.

CHAPITRE IV

Application pour la pompe DVMX 6.8.11.

IV.1.Introduction :

La complexité des mécanismes de dégradation des équipements a fait en sorte que la durée de vie de ces derniers a toujours été traitée comme une variable aléatoire. Cet état de fait a incité plusieurs entreprises à adopter des approches plutôt réactives, n'étant pas en mesure de justifier économiquement les avantages que peut procurer la mise en place d'une maintenance préventive.

Dans ce chapitre, nous envisageons d'appliquer un plan de maintenance prévisionnelle afin d'optimiser la périodicité de révision générale d'une pompe GUINARD à 5 étages (Période d'exploitation supérieure à celle de 24 000 h prescrite par le constructeur).

IV.2.Calcul de vérification hydraulique :

Les données d'exploitation réelle sont :

- Vitesse de rotation : $n = 3400 \text{tr} / \text{min}$
- Pression d'aspiration : $P_{asp} = 6 \text{bar}$
- Pression de refoulement : $P_{ref} = 62,7 \text{bar}$
- Débit d'aspiration : $Q_{asp} = 0,169 \text{m}^3 / \text{s}$
- Débit de refoulement : $Q_{ref} = 0,164 \text{m}^3 / \text{s}$

IV.2.1.Hauteur manométrique :

L'équation de BERNOULI s'écrit entre l'admission et le refoulement de la pompe par :

$$H = \left[\frac{(P_r - P_a)}{\rho g} \right] + \left[\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right] + (Z_r - Z_a) + \sum h \quad (\text{IV.1})$$

$\sum h$: La somme des pertes de charge entre les conduites d'aspiration et de refoulement.

$(Z_r - Z_a)$: Hauteur géométrique.

$\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g}$: Hauteur cinématique.

Si on néglige les deux termes $(Z_r - Z_a)$ et $\sum h$, l'équation précédente s'écrira :

CHAPITRE IV

APPLICATION

$$H = \left[\frac{(P_r - P_a)}{\rho g} \right] + \left[\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right]$$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

AN :

$$V_a = (4 \times 0,169) / (3,14 \times 0,2032^2) ; \quad V_a = 5,21 \text{ m/s}$$

$$V_r = (4 \times 0,164) / (3,14 \times 0,1524^2) ; \quad V_r = 8,99 \text{ m/s}$$

D'où :

$$H = \left[\frac{(62,7 \times 10^5 - 6,0 \times 10^5)}{800 \times 9,81} \right] + \left[\frac{(8,99^2 - 5,21^2)}{2 \times 9,81} \right]$$

$$H = 725,21 \text{ m}$$

IV.2.2. Vitesse spécifique :

La vitesse spécifique est utilisée pour déterminer à cet effet la forme et le type du rotor. On peut classer les pompes selon la valeur de la vitesse spécifique (voir la table ci-dessous et figure II.19).

Machine	Pompes	Turbines
Radiale	$n_q = 20 \text{ à } 40$	$n'_q = 80 \text{ à } 200$
Hélico-radiale	$n_q = 90$	$n'_q = 380$
Axiale	$n_q = 100 \text{ à } 600$	$n'_q = 800$

Tableau IV.1. Les grandeurs usuelles du nombre de tours spécifique [16].

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q/fq}}{H^{3/4}} \quad [17]$$

$$n_q = 3400 \frac{\sqrt{(590 / (2 \times 3600))}}{(725,21/5)^{3/4}}$$

$$n_q = 23,287 \text{ tr/min}$$

Et dans le système US : $n_s = 51,6 n_q = 51,6 \times 23,287 = 1201,62 \text{ tr/min}$

IV.2.3. Calcul des rendements :

IV.2.3.1. Rendement hydraulique [12] :

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à faible ou à moyenne vitesse peut être calculé par la formule expérimentale d'A.A.Lomakine.

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0,42}{(\log d_{1red} - 0,172)^2} \right] \quad (IV.2)$$

d_{1red} est exprimé en mm

Le diamètre réduit est donné par la formule de D. J. Soukhanov

$$d_{1red} = (4,0 \div 4,5) 10^3 \cdot \sqrt[3]{Q/n}$$

Q : débit de la pompe en m^3 / s ,

n : vitesse de rotation en tr / min

$$d_{1red} = (4,0 \div 4,5) 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{(590/3600)}{3400}} = 32,35mm$$

$$\eta_h = 1 - \left[\frac{0,42}{(\log 32,35 - 0,172)^2} \right] = 0,7654 = 76,54\%$$

Donc 23,46% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est disparue par frottement du liquide durant son passage de l'aspiration jusqu'au refoulement.

IV.2.3.2. Rendement volumétrique :

Le rendement volumétrique des pompes centrifuges caractérise les pertes du débit à l'intérieur de la pompe. Il est calculé par la formule empirique ci-dessous :

$$\eta_V = \frac{1}{1 + 0,68n_q^{-\frac{2}{3}}} \quad (IV.3)$$

CHAPITRE IV

APPLICATION

$$\eta_V = \frac{1}{1 + 0,68(23,2854)^{\frac{-2}{3}}} = 0,9230 = 92,30\%$$

Donc 7,7% c'est les pertes volumétriques qui sont en fonction de diverses fuites et prélèvements de débit.

IV.2.3.3. Rendement mécanique [17] :

Il caractérise les pertes de puissance dues au frottement de l'arbre dans les garnitures mécaniques, les paliers, la butée et au frottement qui se produit entre les surfaces externes du rotor et le liquide.

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{P_m}{P_{ar}} \quad (IV.4)$$

$$\frac{P_m}{P_{opt}} = 0,0045 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0,4} \left(\frac{n_{ref}}{n} \right)^{0,3} \quad (IV.5)$$

$$Q_{ref} = 1m^3 / s$$

$$n_{ref} = 1500tr / min$$

$$P_m = P_{opt} \cdot 0,0045 \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right)^{0,4} \left(\frac{n_{ref}}{n} \right)^{0,3}$$

$$P_m = 1375 \cdot \left[0,0045 \left(\frac{1}{(590/3600)} \right)^{0,4} \left(\frac{1500}{3400} \right)^{0,3} \right] = 9,9788kW$$

$$\eta_{mec} = 1 - \frac{9,7762}{1375} = 99,27\%$$

IV.2.3.4. Rendement global :

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_V \cdot \eta_{mec} \quad (IV.6)$$

$$\eta = 0,7654 \cdot 0,9230 \cdot 0,9927 = 0,7013 \text{ soit } 70,13\%$$

On remarque que le rendement est différent de celui donné par le constructeur, parce que la pompe ne fonctionne pas en son BEP (best efficiency point) et la vitesse de rotation est minimale par rapport à celle du constructeur.

CHAPITRE IV

APPLICATION

IV.2.4. Puissance absorbée par la pompe :

C'est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe.

$$P_a = \frac{\rho g H Q_v}{\eta_g} = \frac{800 \cdot 9,81 \cdot 725,21 \cdot 590}{0,7013 \cdot 3600} = 1330,05 \text{ kW} \quad (\text{IV.7})$$

IV.2.5. NPSH :

Pour le calcul du NPSH requis de la pompe, on utilise la loi de similitude :

$$\frac{NPSH_{r1}}{NPSH_{r0}} = \left[\frac{n_1}{n_0} \right]^2 \quad (\text{IV.8})$$

$$\frac{NPSH_{r1}}{9,72} = \left[\frac{3400}{3560} \right]^2$$
$$NPSH_{r1} = 8,87 \text{ mce} = 0,783 \text{ bar}$$

La station de pompage de M'sila est équipé de 5 pompes booster qui assurent une pression à l'aspiration de 3bar donc le NPSH est assurée.[1]

IV.3. Temps de bon fonctionnement :

Nous disposons de trois pompes principales identiques (B, C et E) soumises à une seule révision générale, puisqu'elles ont été récemment acquises et mises en service lors de la rénovation de la station SP3.

Le tableau IV.2 résume les dates pour chaque révision et leurs temps de bon fonctionnement (TBF).

Pompe	Première révision	TBF
GEP B	06/2008 à 09/04/2018	31 907 h
GEP C	06/2008 à 03/11/2015	27 667 h
GEP E	06/2008 à 17/08/2015	28 805 h

Tableau IV.2. Temps de bon fonctionnement des pompes (B, C et E).

IV.4. Effets de l'usure interne sur les performances de la pompe :

Les conditions dans lesquelles l'usure interne peut être tolérée varient selon le type de pompe et les caractéristiques du système dans lequel elle est installée.

L'usure de l'interface roue / joint d'étanchéité (bague d'usure ou bague d'étanchéité) permet au liquide de re-circuler de la sortie de la roue vers son entrée. Ce débit de fuite est approximativement proportionnel au jeu. Notez que l'effet d'une fuite interne réduit le débit de sortie, c'est-à-dire le débit quittant la pompe pour effectuer un travail utile pour une hauteur donnée. En d'autres termes, le débit total à travers les roues elles-mêmes est égal à la somme du débit à la sortie de la pompe et des écoulements de fuite qui re-circulent à l'intérieur de la pompe.

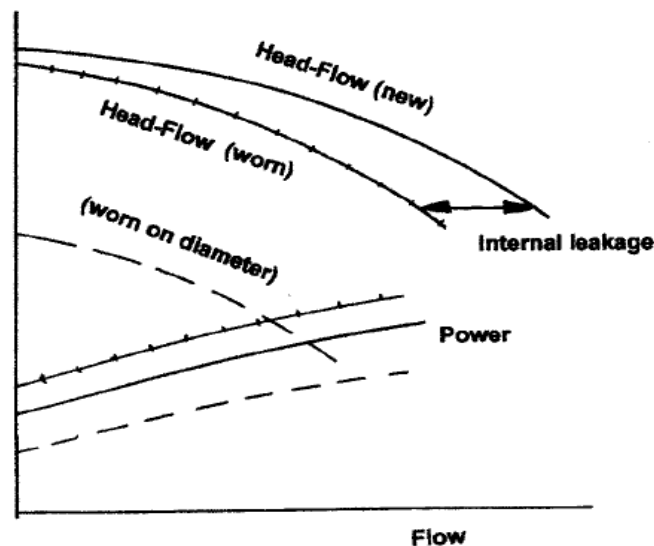


Figure IV.1. Effet de l'usure interne sur les performances de la pompe [22].

La figure IV.1 montre l'effet du diamètre réduit de la roue et de l'augmentation des fuites internes. Il est bien entendu possible que ces deux facteurs se produisent simultanément.

IV.5. Optimisation de la durée de révision générale de la DVMX :

La variation des performances futures de la pompe DVMX 6.8.11 dépend des jeux fonctionnels qui séparent les bagues d'usure corps/roue et les couples chemise palier /coussinets, grain de fond/chemises d'étranglement ainsi que la douille et le piston d'équilibrage dans le stator et le rotor.

CHAPITRE IV

APPLICATION

IV.5.1. Processus de supervision :

Pour pronostiquer ces jeux nous allons exploiter les fiches des jeux fonctionnels au démontage et au remontage lors des révisions générales de chaque pompe. A l'aide de ces fiches, nous estimerons les valeurs de la hauteur usée et de la vitesse moyenne d'usure de chaque pièce.

Les jeux fonctionnels sont calculés à partir de cette formule :

$$\text{Jeu} = \text{Ø bague d'usure stator} - \text{Ø bague d'usure rotor.}$$

Les jeux de fonctionnement sont repérés sur le schéma ci-dessous :

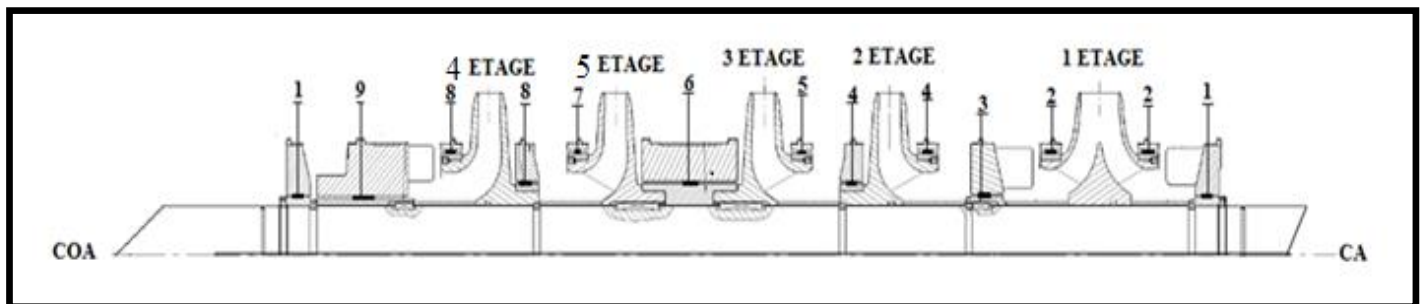


Figure IV.2. Repère des jeux fonctionnels de la pompe DVMX 6.8.11.

IV.5.1.1. Fiches des jeux fonctionnels des pompes principales de M'sila :

Les fiches des jeux des pompes principales Guignard (B, C et E) sont reprises dans les annexes 6, 7 et 8. Sur la base de ces fiches, nous remarquons que lors de la première révision dont le MTBF est de 27 667 h, les jeux atteignent presque le seuil du constructeur dans les bagues d'usure (roue et corps), les grains et les chemises, ainsi que dans le palier central.

Lors des révisions dont le MTBF est de 28 805 h et 31 907 h, l'usure constatée est plus élevée et tous les jeux ont dépassé l'intervalle préconisé par le constructeur (de 0,03 à 0,10 mm).

Les hauteurs d'usure des pièces fixées sur le stator (les bagues d'usure, le corps, les grains de fond et le coussinet central) sont plus élevées par rapport à celles des pièces fixées sur le rotor ; cela s'explique par la nature et la dureté des matériaux.

Les performances de la pompe restent acceptables (il n'y a pas de chute notable de rendement ou de débit), il est donc raisonnable de penser à prolonger la périodicité des révisions générales.

Nous calculerons la vitesse d'usure pour chaque repère pour établir des prévisions sur le jeu fonctionnel à différentes périodes.

CHAPITRE IV

APPLICATION

IV.5.1.2. Vitesse d'usure des bagues d'usure pour les pompes (B, C et E) :

Afin de calculer la vitesse d'usure de chaque repère pour les trois pompes, nous utiliserons la formule suivante :

$$\text{Vitesse d'usure} = \frac{\text{hauteur usée}}{\text{temps de bon fonctionnement}}$$

$$\text{hauteur usée (h)} = \text{Ø au montage} - \text{Ø au démontage}$$

Les résultats du calcul des hauteurs usées pour chaque pompe sont repris par les tableaux en annexe (9, 10 et 11).

La vitesse d'usure est donnée dans le tableau suivant :

Repère	Désignation	Vitesse d'usure				
		GEP-C	GEP-E	GEP-B	vitesse moyenne	
CA	1	Ø Alésage grain de fond	1.48 E-6	1.70E-6	1.62E-6	1.6E-6
		Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.361 E-6	0.694E-6	0.689E-6	0.581E-6
	2	Ø Alésage bague d'usure corps	1.80E-6	1.84E-6	1.786E-6	1.808E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.772E-6	1.041E-6	1.096E-6	0.969E-6
	3	Ø Alésage douille d'étranglement	1.265E-6	1.35E-6	1.316E-6	1.31E-6
		Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.722E-6	1.041E-6	1.034E-6	0.932E-6
	4	Ø Alésage bague d'usure corps	1.91E-6	1.94E-6	1.849E-6	1.899E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.772E-6	1.041E-6	0.658E-6	0.807E-6
	5	Ø Alésage bague d'usure corps	1.87E-6	1.879E-6	1.817E-6	1.855E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.722E-6	1.041E-6	1.002E-6	0.921E-6
	8	Ø Alésage bague d'usure corps	1.98E-6	1.97E-6	1.849E-6	1.933E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.722E-6	1.041E-6	1.002E-6	0.921E-6
	6	Ø Alésage coussinet	1.04E-6	1.07E-6	1.034E-6	1.048E-6
		Ø Extérieur chemise palier central	0.325E-6	0.347E-6	0.407E-6	0.359E-6
COA	2	Ø Alésage bague d'usure corps	1.98E-6	1.94E-6	1.81E-6	1.91E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.722E-6	1.041E-6	1.034E-6	0.932E-6
	4	Ø Alésage bague d'usure corps	1.30E-6	1.31E-6	1.316E-6	1.306E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.772E-6	1.041E-6	1.034E-6	0.932E-6
	7	Ø Alésage bague d'usure corps	1.91E-6	1.90E-6	1.817E-6	1.875E-6

CHAPITRE IV

APPLICATION

		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.542E-6	0.867E-6	0.877E-6	0.762E-6
8		Ø Alésage bague d'usure corps	1.518E-6	1.527E-6	1.504E-6	1.515E-6
		Ø Extérieur bague d'usure roue	0.361E-6	0.694E-6	0.752E-6	0.602E-6
9		Ø Alésage douille d'équilibrage	1.66E-6	1.66E-6	1.62E-6	1.646E-6
		Ø Extérieur piston d'équilibrage	0.361E-6	0.694E-6	0.689E-6	0.581E-6
1		Ø Alésage grain de fond	1.44E-6	1.735E-6	1.661E-6	1.612E-6
		Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.361E-6	0.694E-6	0.658E-6	0.571E-6

Tableau IV.3. Vitesse d'usure pour chaque repère.

Si on compare les repères à différentes périodes, on remarque qu'il y'a de légères différences dans quelques repères mais il y'a d'autre ayant une vitesse d'usure différente tels que les chemises et les bagues d'usures roue, et cette différence s'explique probablement par :

- Nombre de démarrage pour chaque pompe (l'usure augmente si nombre de démarrage augmente)
- L'exploitant peut être ne respecte pas la durée de 48 heures de stockage pour que les particules décantent au fond du bac.
- Le nombre d'heure de marche.

IV.5.2.Processus de pronostic de défaillance :

Le pronostic à la défaillance est l'estimation ou la prédiction de la durée de vie résiduelle d'un procédé ou la probabilité qu'une défaillance survienne à un instant futur.

Nous utiliserons une combinaison entre :

- Le modèle physique qui prend en compte l'usure engendrée par des particules abrasives véhiculées par le liquide et les pertes de masse par érosion ; l'usure augmente avec l'élévation de la vitesse, la grosseur des solides (il est plus difficile de filtrer les petites particules que les grandes) et les concentrations élevées.

- Les données acquises par expérience (distance usée à chaque révision).

Comme il est exclus d'immobiliser la pompe pour mesurer la distance usée (à cause de la complexité du démontage), ou l'utilisation des relevés des capteurs (vibration, pression et température) qui ne donnent pas une idée sur l'évolution de l'usure, il est pratiquement impossible d'émettre un pronostic basé sur les données.

CHAPITRE IV

APPLICATION

Pour prévoir sur plusieurs périodes les jeux fonctionnels de chaque repère, nous avons supposé que la vitesse d'usure varie linéairement en fonction du temps.

IV.5.2.1. Prévion sur les hauteurs usées et les jeux fonctionnels :

Nous avons fixé différentes périodes de révision générale afin de pronostiquer la distance usée et le jeu de fonctionnement pour chaque période.

Pour définir ces prévisions, nous exploiterons les formules suivantes :

$$\text{Hauteur usée} = \text{vitesse moyenne d'usure (calculée)} \times \text{TBF (fixé).}$$

$$\text{Jeu} = \text{jeu au remontage} + \text{diamètre usé}$$

Les prévisions sur la hauteur usée en mm et les jeux de fonctionnement sont présentées dans le tableau suivant :

Repère	Hauteur d'usure Désignation	Prévion sur la hauteur usée (mm)			Prévion des jeux fonctionnels (mm)			Seuil du constructeur
		30 000 (h)	35 000 (h)	40 000 (h)	30 000 (h)	35 000 (h)	40 000 (h)	
CA	1 Ø Alésage grain de fond	0.048	0.056	0.064	0.898	0.906	0.941	0.904
	1 Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.017	0.02	0.023	0.867	0.87	0.873	0.904
	2 Ø Alésage bague d'usure corps	0.054	0.063	0.072	0.584	0.593	0.602	0.602
		2 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.029	0.033	0.038	0.559	0.563	0.568
	3 Ø Alésage douille d'étranglement	0.039	0.045	0.052	0.479	0.485	0.492	0.494
		3 Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.027	0.032	0.037	0.467	0.472	0.477
	4 Ø Alésage bague d'usure corps	0.056	0.066	0.075	0.586	0.596	0.605	0.602
		4 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.024	0.028	0.032	0.554	0.558	0.562
	5 Ø Alésage bague d'usure corps	0.055	0.064	0.074	0.585	0.594	0.604	0.602
		5 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.027	0.032	0.036	0.557	0.562	0.566
	8 Ø Alésage bague d'usure corps	0.057	0.067	0.077	0.587	0.597	0.607	0.602
		8 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.027	0.032	0.036	0.557	0.562	0.566
6 Ø Alésage coussinet	0.031	0.036	0.041	0.359	0.364	0.369	0.365	
	6 Ø Extérieur chemise palier central	0.010	0.012	0.014	0.338	0.34	0.342	0.365
COA	2 Ø Alésage bague d'usure corps	0.057	0.066	0.076	0.587	0.596	0.606	0.602
	2 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.027	0.032	0.037	0.557	0.562	0.567	0.602
	4 Ø Alésage bague d'usure corps	0.039	0.045	0.052	0.489	0.495	0.502	0.513
	4 Ø Extérieur bague d'usure roue	0.027	0.032	0.037	0.477	0.482	0.487	0.513

CHAPITRE IV

APPLICATION

7	Ø Alésage bague d'usure corps	0.056	0.065	0.075	0.586	0.595	0.605	0.602
	Ø Extérieur bague d'usure roue	0.022	0.026	0.030	0.552	0.556	0.56	0.602
8	Ø Alésage bague d'usure corps	0.045	0.053	0.060	0.505	0.513	0.52	0.513
	Ø Extérieur bague d'usure roue	0.018	0.021	0.024	0.478	0.481	0.484	0.513
9	Ø Alésage douille d'équilibrage	0.049	0.051	0.065	0.429	0.431	0.445	0.433
	Ø Extérieur piston d'équilibrage	0.017	0.020	0.023	0.397	0.4	0.403	0.433
1	Ø Alésage grain de fond	0.048	0.056	0.064	0.898	0.906	0.914	0.904
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	0.017	0.019	0.022	0.867	0.869	0.872	0.904

Tableau IV.5. Prévisions sur les hauteurs usées des bagues d'usure.

D'après l'analyse des résultats, on remarque que :

- À 30000h, toutes les bagues d'usures sont en bon état, elles sont en dessous du seuil du constructeur.
- À 35000h, il y'a usure seulement de l'alésage grain de fond coté accouplement (CA) et côté opposé à l'accouplement (COA) et cela est due aux pressions élevées et poussée axiale.
- À 40000h, toutes les bagues d'usures corps, grains de fond, coussinets et douille d'équilibrages ont dépassé le seuil du constructeur et les bagues d'usures roue sont en bon état et cela revient au matériau.

IV.5.2.2. Risques provoqués par l'augmentation des jeux fonctionnels :

Pour compenser l'effort axial sur l'impulseur, les pompes sont équipées de bagues d'usure, leur jeu interne influence le fonctionnement de la pompe.

La modification du jeu des bagues entraîne :

- Une recirculation plus importante par les trous d'équilibrage.
- Une circulation plus importante dans l'impulseur ayant pour conséquence un accroissement du débit pour un même débit "utile" de la pompe.

Ces effets entraînent :

- Une augmentation du NPSH et donc le risque de cavitation.
- Une augmentation de la poussée axiale avec réduction de la durée de vie des roulements.

CHAPITRE IV

APPLICATION

IV.5.3. Estimation des performances futures du système :

Comme outil d'aide à la décision, nous allons calculer le débit de fuite pour chaque jeu et la chute du rendement ; l'objectif n'est donc pas d'empêcher complètement le liquide de fuir entre les deux surfaces de contact des bagues, mais plutôt de maintenir cette fuite à un niveau peu élevé et raisonnable qui aboutit à des performances acceptables et au débit souhaité.

IV.5.3.1. Prévion du débit de fuite dans les jeux et la chute de rendement à plusieurs périodes :

Calcul du débit de fuite pour chaque période [13] :

$$Q_f = \frac{\frac{j}{2} \cdot \pi \cdot d (2 \cdot g \cdot H)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{L}{50 \cdot j} + 1\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{IV.9})$$

J : jeu entre les bagues d'usure (m)

d : diamètre actif de la bague (m)

L : largeur de la bague active (m)

Q : débit de fuite (m³/s)

AN :

Pour 30 000 h :

$$Q_f = \frac{\frac{0,614 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \pi \cdot 199,5 \cdot 10^{-3} (2 \cdot g \cdot 725,21)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{25}{50 \cdot 0,614} + 1\right)^{\frac{1}{2}}} = 0,017 \text{ m}^3 / \text{s} = 61,20 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Nous répèterons la même procédure pour des périodes de 35 000 et 40 000 h

Pour le calcul du rendement on a utilisé la formule suivant :

$$\boxed{\eta_v = \frac{Q}{Q_f + Q}} \quad (\text{IV.10})$$

CHAPITRE IV

APPLICATION

Le tableau ci-dessous résume les calculs des débits de fuite totale dans les jeux et la chute de rendement totale :

Période (h)	Débit de fuite (m ³ /h)	Chute de rendement (%)	Débit de refoulement (m ³ /h)	Rendement global (%)
24000	50,06	0,121	539,94	70,04
30 000	61, 20	1,698	528, 80	68, 84
35 000	62, 70	1,906	527, 30	68, 68
40 000	64, 21	2,115	525, 79	68, 52

Tableau IV.6. Prévion sur le débit de fuite totale et la chute de rendement à

plusieurs périodes.

IV.5.3.2. Interprétation des résultats :

Sur la base des résultats du tableau ci-dessus, nous constatons que la période de révision de cette pompe peut dépasser 24 000h, elle peut aller jusqu'à 35 000h, sans toutefois atteindre 40 000 h, comme la majorité des jeux ont atteint le seuil du constructeur ; ce qui peut provoquer de graves perturbations au niveau des équipements et par voie de conséquence des capacités de production :

- Augmentation du débit de fuite générant une diminution du débit de refoulement et une chute de rendement.
- Augmentation du jeu favorisant la pénétration de particules néfastes pour les différents organes en mouvement de la pompe (paliers, arbre, garnitures,...).
- Augmentation des efforts radiaux au niveau des zones d'usure pouvant entraîner des fissures sur le corps de la pompe (entre bagues d'usures de corps et le corps lui-même)
- Flexion de l'arbre.

IV.5.3.3. Solutions pour éviter ces risques :

Pour éviter les risques cités dans le paragraphe précédent, nous devons réfléchir et édicter un train de mesures en mesure d'assurer aux équipements des conditions satisfaisantes et fiables pour garantir leur longévité et la pérennité de l'outil de production :

- Agir sur les conditions de travail de la pompe, la diminution de débit sera compensée par une légère élévation de la vitesse de rotation de 2 à 3tr/mn.
- Installer des filtres en amont de la pompe pour empêcher la pénétration de particules de grande taille.

CHAPITRE IV

APPLICATION

- Respecter la durée de stockage dans les bacs (48 h) pour une meilleure décantation des grosses particules. .
- Remplacer les paliers lisses par des paliers antifricition causant moins de pertes, les joints mécaniques consomment moins d'énergie que les boîtes à garniture. Cependant, les aspects de conception déterminent généralement le choix de ces éléments
- Garantir une bonne étanchéité du local des pompes pour éviter la pénétration de poussières,
- Choisir un lubrifiant de meilleure qualité pour prolonger la durée de vie des organes en mouvement.

IV.5.4.Choix du meilleur plan de maintenance :

Comme une période de révision générale, nous avons proposé 35 000 h et ce choix revient au :

- prévision des jeux de fonctionnements et des performances de la pompe qu'on a comparé à celle donner par le constructeur et on a estimé les pertes en rendements et celle-ci est négligeable. on a trouvé que les bagues n'ont pas dépassé l'intervalle donné et peuvent encore fonctionner.
- Nous n'avons pas proposé 40000h, puisque d'après les estimations des jeux et de la hauteur usée, on a trouvé que la totalité des bagues d'usures corps et chemises et douille ont dépassé le seuil du constructeur. Donc la pompe s'usera beaucoup plus vite.

IV.6.Avantages de la mise à jour de la périodicité de la révision générale :

A l'analyse des dépenses engagées pour la révision générale des machines à une fréquence de 24 000 h et compte tenu des avantages que nous avons relatés tout au long de notre mémoire, nous estimons que l'Entreprise en optant pour les nouvelles données (passage de la fréquence des révisions à 35 000 h) , réalisera au bout de 30 ans de service et de fonctionnement un gain et un bénéfice considérable.

- Pour **24 000 h** de bon fonctionnement, le coût de maintenance s'élève à **18 000 000, 00 DA**.

- En passant à **35000 h** et en procédant au changement systématique de toutes les pièces de rechange dont le coût est de **19 270 466, 00 DA** et pour une masse salariale (main d'œuvre) de **1 471 031,00 DA**, nous obtenons un coût global de **20 741 497, 00DA**.

$$\text{Coût de maintenance} = \text{coût d'une révision} \times \text{nombre de révisions}$$

CHAPITRE IV

APPLICATION

•Révision générale à 24 000 h :

Coût de maintenance = 18 000 000,00 DA × 10 révisions, soit un montant total de **180 000 000,00 DA**

•Révision générale à 35 000 h

Coût de maintenance = 20741497,00 DA × 7 révisions, soit un montant total de **145 190 479,00 DA**

D'après ces calculs, nous réalisons par conséquent un gain de **34 809 521,00 DA** pour une seule pompe ; le bénéfice global sera ainsi pour les 5 pompes de SP3 de :

174 047 605, 00 DA

IV.7.Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons appliqué une démarche de maintenance prévisionnelle qui nous permet d'estimer la périodicité de révision générale.

Nous avons calculé les jeux de fonctionnements au démontage puis nous avons calculé la hauteur usée et la vitesse d'usure.

Comme démarche pour le pronostique, nous avons utilisé l'évolution d'usure (modèle physique) et aussi les données de retour d'expérience. Puis nous avons fait des prévisions sur les jeux de fonctionnement à trois périodes (30000 h, 35000 h et 40000 h). Comme outil d'aide à la décision, nous avons calculé les performances de la pompe à ces périodes afin de choisir une période de révision générale qui est de 35000 h.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Tout au long de ce mémoire de fin d'études, nous avons passé en revue tous les aspects liés aux phénomènes d'usure et de dégradation de l'appareil de production, notamment au niveau des entreprises stratégiques qui jouent un rôle prépondérant dans l'économie nationale.

Au niveau du thème qui nous intéresse, nous avons de prime abord passé en revue la pompe centrifuge DVMX6.8.11/5E qui est soumise à une maintenance préventive systématique chaque 24000 h. Et nous avons appliqué une démarche de maintenance prévisionnelle, qui est composée de trois étapes :

Dans une première étape, nous avons suivi un processus de supervision pour calculer les hauteurs usées dans le but d'avoir les vitesses d'usure pour chaque repère. Pour cela, nous avons exploité les fiches des jeux fonctionnels au démontage et au remontage, remplis par les techniciens qui s'occupent de la révision générale de ces pompes

Dans la deuxième étape, nous avons appliqué le processus de pronostique, telle qu'une étude prévisionnelle sur la distance usée au bout de trois périodicités de révision générale (30000 h, 35000h et 40000h), nous avons supposé que la vitesse d'usure varie linéairement en fonction du temps, cette vitesse d'usure est nécessaire pour faire des prévisions sur les jeux fonctionnels de chaque repère à ces périodicités afin de déterminer les jeux de fonctionnement.

Troisièmement, comme outil d'aide à la décision, nous avons calculé les performances de la pompe, le débit de fuites, débit au refoulement et rendement à 30000h, 35000h et 40000h ce qui nous a permis de choisir 35000 h comme une période de révision.

Nous avons trouvé un gain de 19,34% qui est l'équivalent de 34 809 521,00 DA du coût de maintenance d'une seule pompe et 174 047 605,00 DA pour les 05 pompes principales de la station.

Pour bien optimiser la périodicité de la révision générale, nous avons proposé de faire des essais sur le comportement des matériaux pour obtenir des courbes sur l'évolution de l'usure, et ces essais doivent être normalisés et elles respectent les conditions d'utilisation (dureté et température) et même faire des simulations sur des logiciels pour estimer le jeu maximal qu'il ne faut pas dépasser pour tous les repères.

Conclusion générale

Je propose aussi d'approfondir l'étude sur les pertes de charges dans les pompes et les fuites internes entre les bagues d'étanchéité, les jeux fonctionnels et prélèvement de liquide assurant le refroidissement des paliers, systèmes d'équilibrages,...

Bibliographie

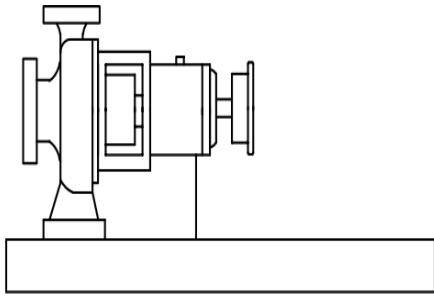
- [1] Documentation de SONATRACH.
- [2] PORESH Girdhar- OCTO Moniz: Practical « Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance», British Library Cataloguing in Publication Data, Netherlands, First published 2005.
- [3] D. Craig Sever and CHARLES T. « Centrifugal Pumps: Overview of Design, Operation and Malfunctions Bently Nevada Corporation Hatchover view of design 1999.
- [4] YOUNES Kaci, MOUSSAOUI Fayçal « calculs des jeux d'une pompe centrifuge » mémoire de fin de cycle, université de Bejaia, 2007/2008.
- [5] Halliburton « Centrifugal Pumps Operations and Maintenance Manuel », octobre 1998
- [6] JEAN Poulain : « pompe rotodynamique, présentation description » B4300, Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, 2003.
- [7] HOSSAM Hassan « Pumps classification, Opération And maintenance » Septembre 2010.
- [8] JEAN Frêne « Butées et paliers Hydrodynamique » Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, B5320, 2003.
- [9] ENSPM (école national supérieure de pétrole et des moteurs) « Pompes, fonctionnement des garnitures d'étanchéité » L'institut française de pétrole. PARIS. Guide de formation industrielle – IFP training-2005.
- [10] Centrifugal pumps for petroleum, Petrochemical and natural Gas Industries, API610, Ninth Edition, Janvier 2003.
- [11] Yann MARCHESSE « Mécanique des fluides » école catholique d'art et des métiers, département génie énergétique et mécanique, LYON 2011/2012.
- [12] Adam T. TROSKOLANSKI « Les turbopompes théorie, trace et construction » EYROLLES 61, paris 1977.
- [13] ENSPM (école national supérieure de pétrole et des moteurs) « Pompes, technologie et fonctionnement des pompes centrifuge » L'institut française de pétrole. PARIS. Guide de formation industrielle – IFP training-2005.

- [14] GUINARD/NATHAN « les pompes centrifuges, conception règles d'utilisation », la nouvelle librairie Philip Riou , Barcelone 1985.
- [15] IAP (Ecole de Skikda), cours turbomachine partie turbopompe.
- [16] Michel PLUVIOSE « Similitude des turbomachines hydrauliques », Techniques de l'ingénieur, Génie mécanique, BM4285, 2003.
- [17] Johann Friedrich Gülich « Centrifugal Pumps », Springer, second édition, 2010.
- [18] WORLD PUMPS « Pump cavitation and how to avoid it » Février 2018 p 34, p 38.
- [19] Sébastien DUPLAA « Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une Pompe lors de séquences de d'amarrage rapide », thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts, 2008.
- [20] BRIAN NESBITT « Handbook of Pumps and Pumping », Pumping Manual International, Décembre 2006.
- [21] B. G. Mellor « Surface coatings for protection against wear », Woodhead publishing limited, 2006.
- [22] Enrico Gnecco & Ernst Meyer « Fundamentals of Friction and Wear », Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007.
- [23] Larry BACHUS, ANGEL CUSTODIO « Know and understand centrifugal pumps » Elsevier 2003.
- [24] JÉAN AYEL « usure dans les moteurs », Techniques de l'Ingénieur, document 2753, 2003.
- [25] Cours de tribologie « Lubrification et paliers lisses » école polytechnique de Montréal.
- [26] JÉAN HÉNG « Pratique de la maintenance préventive » Edition Denud, Paris 2002.

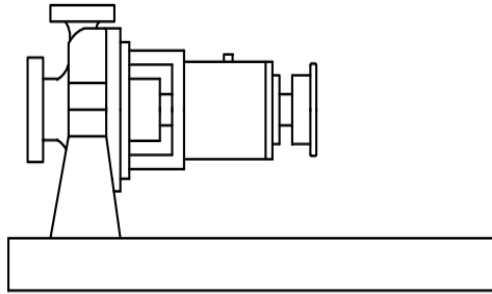
ANNEXE 02

Désignation des types de pompe centrifuge selon l'API 610 :

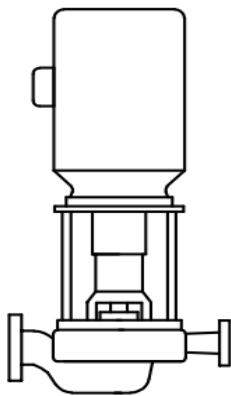
Pompes type OH1 :



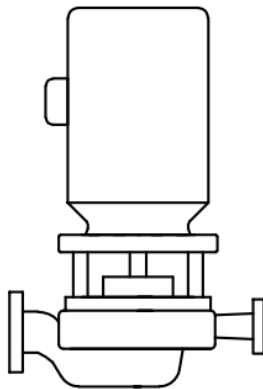
Pompes type OH2 :



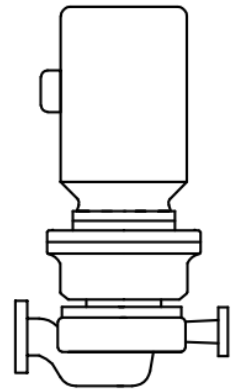
Pompe type OH3 :



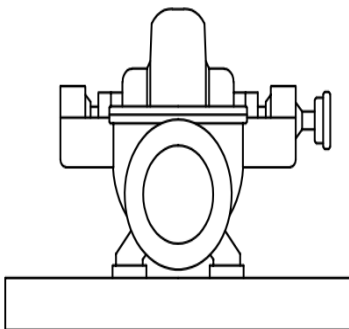
Pompe type OH4 :



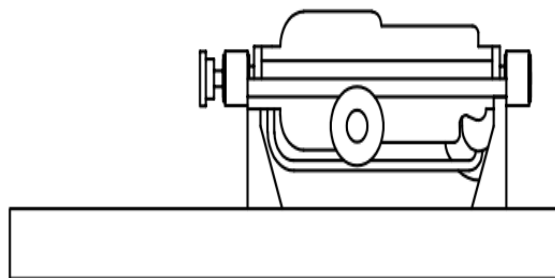
Pompe type OH5 :



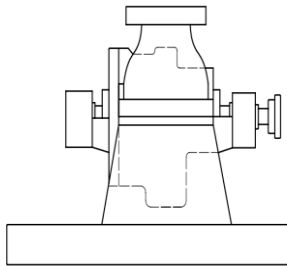
Pompe type BB1 :



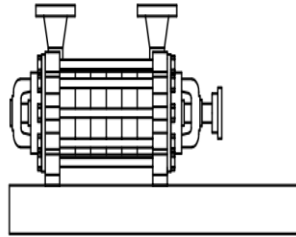
Pompe type BB2 :



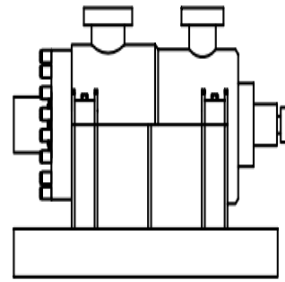
Pompe type BB3 :



Pompe type BB4 :



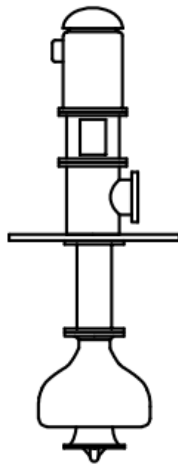
Pompe type BB5 :



Pompe type VS1 :



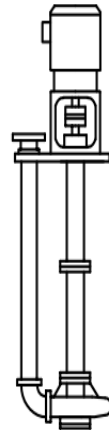
Pompe type VS2 :



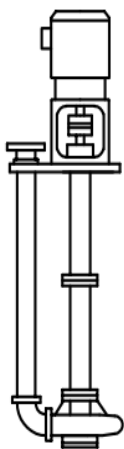
Pompe type VS3 :



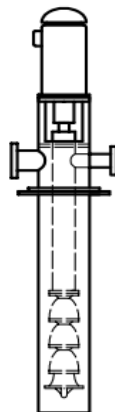
Pompe type VS4 :



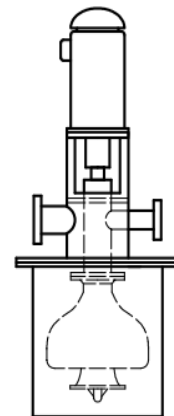
Pompe type VS5 :



Pompe type VS6 :



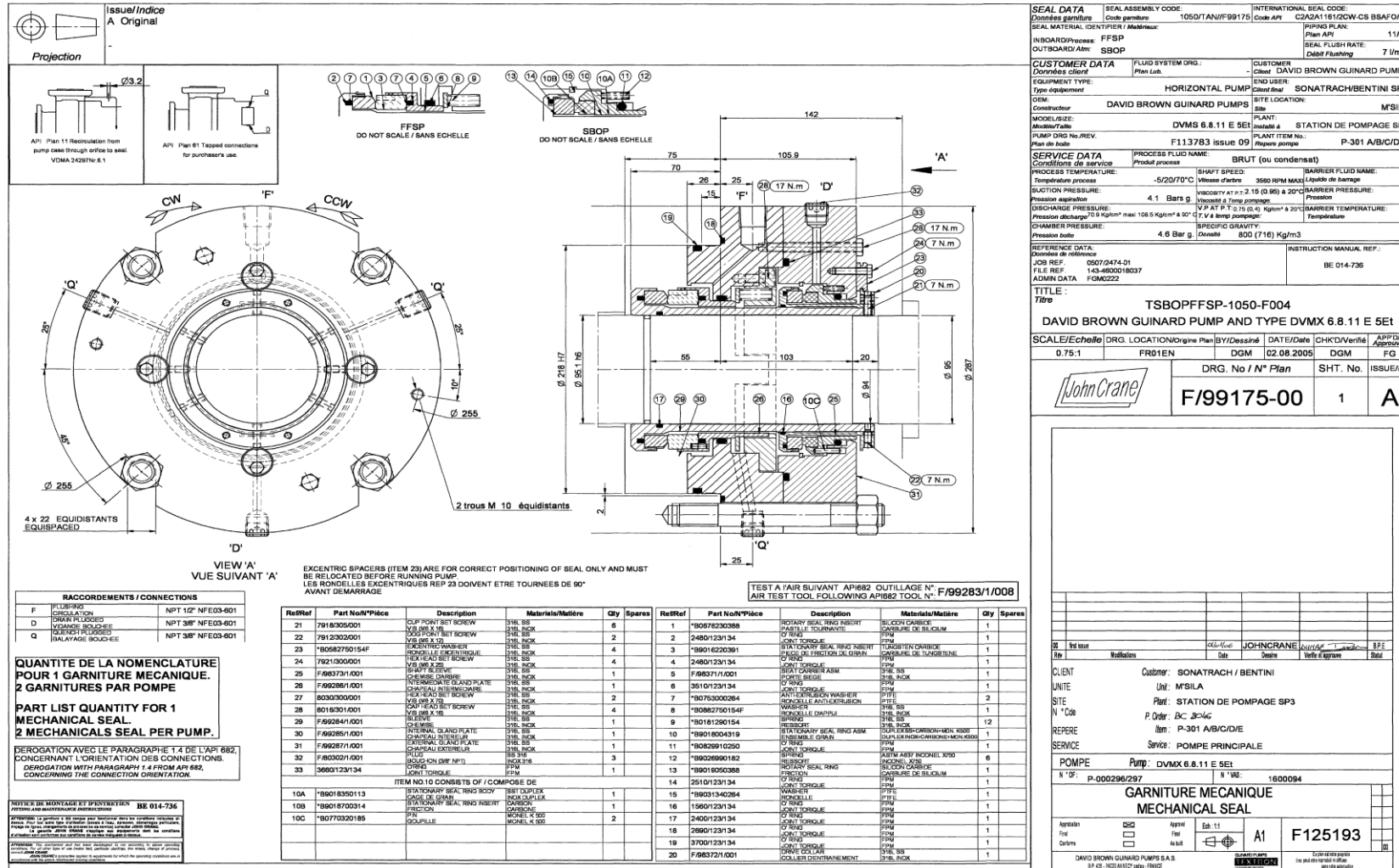
Pompe type VS7 :



ANNEXE 03

Garniture mécanique JOHN CRANE dual seals :

Plan de la garniture :



Copyright © John Crane UK Limited 2004. This drawing and the information contained in it is proprietary to John Crane France 114, Rue Jules Ferry BP35 76250 Deville les Rouen and reproducing it whether by photocopying or storage in any medium by electronic means or otherwise is strictly prohibited. 200412

Figure B.1. Plan de la garniture mécanique.

- **Coté informations techniques :**

International Seal code : code API682 : C2A2A 1161/2CW-CS.

Seal assembly code : code garniture 1050/tan//f99175.

Plan API 11/61.

Débit flushing: 7 L/min.

- **Conditions de service :**

Produit process : brut.

Vitesse d'arbre : 3560 tr/min maxi.

Température process : -5/20/70°C.

Pression aspiration : 4.1 bar.

Pression boîte : 4.6 bar.

Pression décharge : 69,5 bar maxi 106.4 bar à 90°C.

T.V à temps pompage : 0.75 (0,4) bar à 20°C.

Viscosité à temps pompage : 2.15 (0.95) à 20°C.

Densité : 800 (716) kg/m³.

- **Interprétation du code C2A2A 1161/2CW-CS :**

C2 : Catégorie 02, les garnitures sont destinées à servir dans des chambres d'étanchéités de températures entre -40 à 400°C et de pression 42 bars.

A2 : Arrangement 02, Configurations de garnitures avec deux éléments d'étanchéité par cartouche d'étanchéité et une pression inférieure à la pression de la chambre d'étanchéité dans l'espace entre les deux éléments.

A : La garniture de type A est une garniture intérieure équilibrée, de type cartouche en appui, comprenant plusieurs ressorts et un élément flexible tournant. Les éléments d'étanchéité secondaires sont des joints toriques en élastomère. Sous conditions de -40 à 176 °C et 41 bar

1161 : La garniture est soumise à la norme API 682 qui correspond à l'ISO 21049, association de deux plans API :

- Plan 11 : garniture mécanique humide coté process (Figure 2.3. a).
- Plan 61 : garniture mécanique sèche coté atmosphère (Figure 2.3. b).

Elles sont montées en tandem (en série) assemblé en cartouche, (Figure 2.3.C).

2CW-CS (02Contacting Wet inner seal with a Containment Seal) : Garniture intérieure mouillée en contact avec garniture de confinement.

CW : Les garnitures mouillées en contact peuvent en réalité créer un film de fluide complet, mais il ne s'agit pas du cas typique. Les garnitures en contact ne comprennent pas de formes géométriques (par exemple gorges, patins, ondulations de surface) pour assurer que les surfaces n'entrent pas en contact. Les contacts sont généralement très faibles et permettent un fonctionnement fiable avec de faibles fuites.

CS : garnitures à un élément flexible, une bague d'étanchéité et une bague de contact montées dans la chambre d'étanchéité de confinement.

- JOHN CRANE n'a pas mentionné l'existence du plan 65A liant le drain avec un détecteur de fuite puis au circuit du drainage (Figure 2.2).

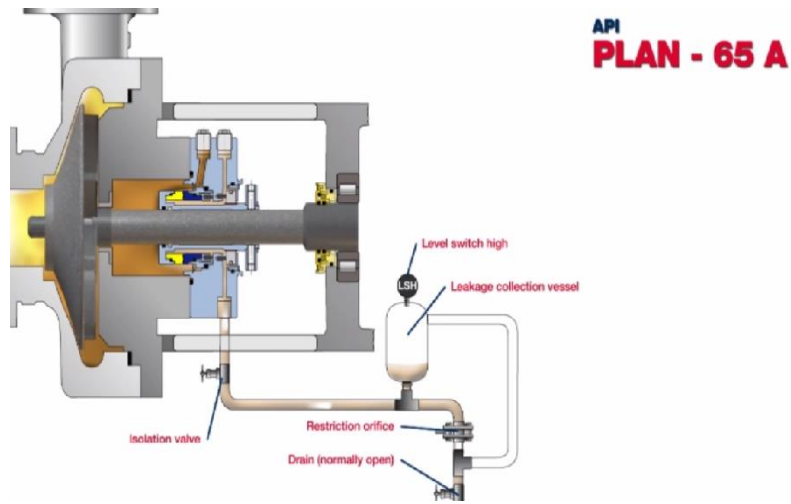


Figure B.2. Plan 65A.

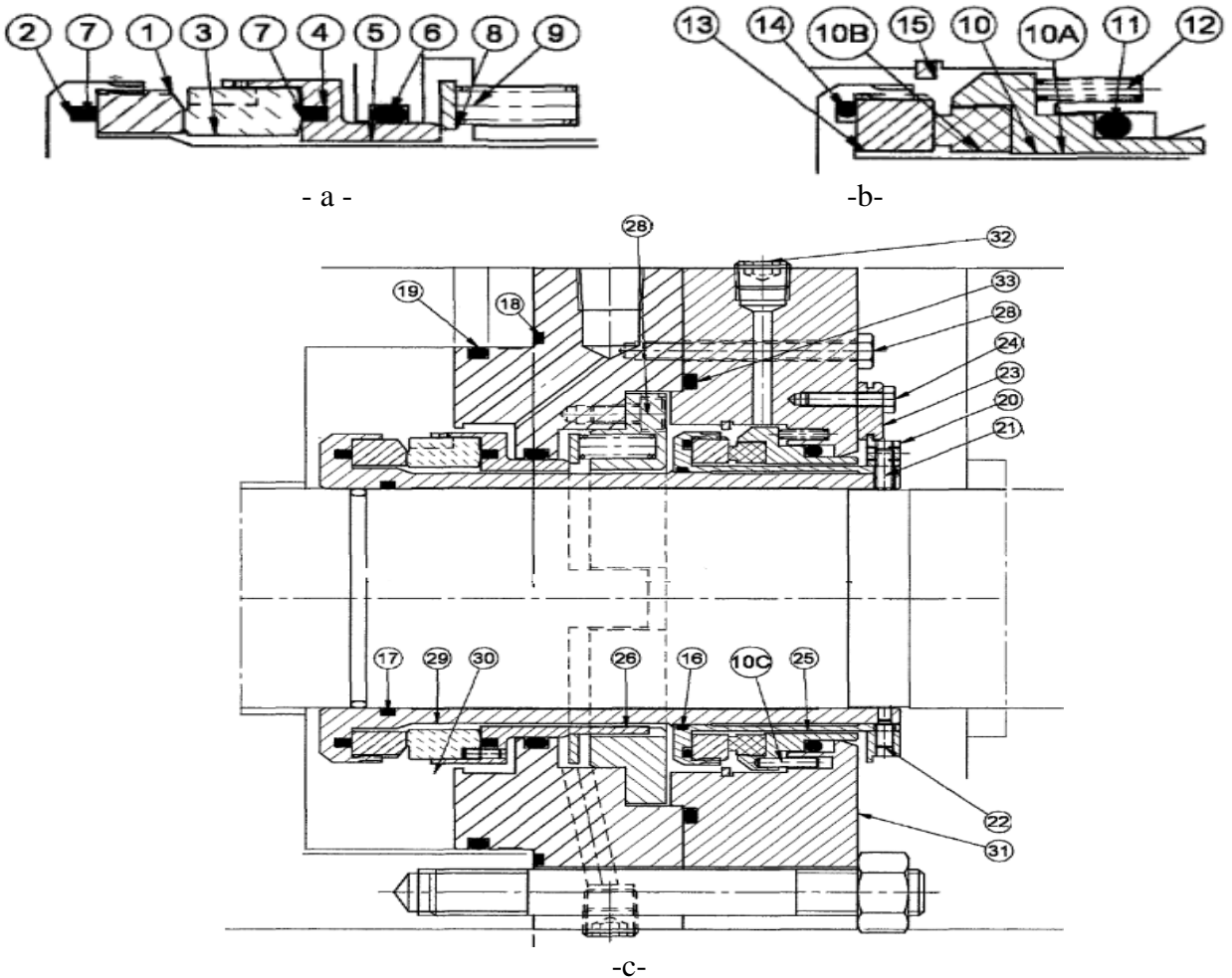


Figure B.3 : Les différents constituants des deux garnitures.

Constituant de la garniture mécanique suivant la numérotation de la figure 2.3 est dans le tableau suivant :

Réf	Description	Matière	Quantité
1	Pastille tournante	Carbure de Silicium	1
2	Joint Torique	FPM	1
3	Piège de friction de Grain	Carbure de Tungstène	1
4	Joint torique	FPM	1
5	Porte siège	316L INOX	1
6	Joint torique	FPM	1
7	Rondelle anti-extrusion	PTFE	2
8	Rondelle d'appui	316L INOX	1
9	Ressort	316L INOX	12
10	Ensemble Grain	INOXDUPLEX+Carbone+MON.K500	1
10A	Cage de Grain	INOX DUPLEX	1
10B	Friction	Carbone	1
10C	Goupille	Monel K500	2
11	Joint torique	FPM	1
12	Ressort	ASTM A637 INCONEL X750	6
13	Friction	Carbure de Silicium	1
14	Joint torique	FPM	1
15	Rondelle	PTFE	1
16	Joint torique	FPM	1
17	Joint torique	FPM	1
18	Joint torique	FPM	1
19	Joint torique	FPM	1
20	Collier d'entraînement	316L Inox	1
21	Vis (M6 X 16)	316L Inox	6
22	Vis (M6 X 12)	316L Inox	2
23	Rondelle excentrique	316L Inox	4
24	Vis (M6 X 25)	316L Inox	4
25	Chemise d'arbre	316L Inox	1
26	Chapeau intermédiaire	316L Inox	1
27	Vis (M6 X 70)	316L Inox	2
28	Vis (M6 X 16)	316L Inox	4
29	Chemise	316L Inox	1

30	Chapeau intérieur	316L Inox	1
31	Chapeau extérieur	316L Inox	1
32	Bouchon (3/8"NPT)	Inox 316	3
33	Joint torique	FPM	1

Tableau B.1. Les constituants de la garniture.

Nomenclature / Bill of material : **F125192** Pompe / Pump : **DVMX 6.8.11E - 5 STAGES** Révision : 00
 Plan en coupe / Sectional dwg : **F125191** O.C. : **1600094** Date : 20/09/05
 Projet : **P-296 & P-297** Page : 2 / 6

Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
105.1	1	1/2 CORPS INF DVMX6.8.11E.5ET	F115350D	A216gr.WCB	20016645	
105.2	1	1/2 CORPS SUP. DVMX6.8.11E.5ET	F115350D	A216gr.WCB	20016646	
13-18.1	3	FENDEUR A 82X 32X 6	F103965	X2CrNiMo17-12-2	70036657	
13-18.2	3	FENDEUR B 82X 32X 6	F103966	X2CrNiMo17-12-2	70036658	
18-2.2	3	PATTE-FIXATION M 8X 47	630654B	X2CrNi18-9	70048365	
210	1	ARBRE 96X2248 RUNOUT	F11523205	42CrMo4	20016581	
212	1	ARBRE INTERMED. DIA.42/L6.121	F112793	X30Cr13	70045953	
230.1	1	ROUE BAGUEE(IN)317,5X36-48(ASP) P296/7	F103496AP	A743gr.CA-6NM	20016535	
230.2	1	ROUE 1 BAGUEE IN317,5X36-48(ASP) P296/7	F103496AP	A743gr.CA-6NM	20016547	
230.3	1	ROUE BAGUEE(IN)317,5X36-48(REF) P296/7	F103497AP	A743gr.CA-6NM	20016549	
230.4	1	ROUE 1 BAGUEE IN317,5X36-48(REF) P296/7	F103497AP	A743gr.CA-6NM	20016550	
234	1	ROUE ASP.BAGUEE 317,5X50-54 5A P-296/7	F119356AP	A743gr.CA-6NM	20016529	
320.3	2	ROUL 7312 60-130X 31	PGA4001	Acier/Cage tôle	79000011	
350.1	1	CORPS PALIER BUTEE 105/ 370X 210	F105034N	A352gr.LCB	20016628	
350.2	1	C. PALIER RADIAL 105/ 370X 210	F105035Q	A352gr.LCB	20016632	
354	1	CORPS DE BUTEE 145/ 270X 160	F105804	A352gr.LCB	70048363	
360.1	1	COUVERCL-PALIER 125/168X 24	F113967	Tu20MV6	70048359	
360.2	2	COUVERCL-PALIER 125/168X 24	F113967	Tu20MV6	70048359	
400.1	1	JOINT PLAT PREDEC DVMX 6.8.11E.5ET	F112567-5	SAM-NA603	70050968	
400.2	8	JOINT PLAT 22 / 26 X2	PGA2002	SAM-NA601	70012998	
400.3	2	JOINT PLAT 27,5/32 X2	PGA2002	SAM-NA601	70013156	
411.35	1	BAGUE ETANCHEITE B.W. 95/ 125X 16	F113951J	Métallurgie sur plan	70049491	
411.37	2	BAGUE ETANCHEITE B.W. 95/ 125X 16	F113951J	Métallurgie sur plan	70049491	
411.39	1	BAGUE ETANCHEITE B.W. 42/ 100X 16	F113951A	Métallurgie sur plan	70048361	
412.2	2	JOINT TORIQUE 88 X 3	PGA2001	FPM (Viton)	70026543	
412.7	3	JOINT TORIQUE 152,07X 2,62	PGA2001	NBR (Nitrile)	70048511	
433	2	GARNITURE MECAN DVMX 3.4.9N/HH 6ET	FGM0222	Métallurgie fournisseur	20016253	

Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
457.1	1	GRAIN DE FOND 115/ 226X 28	F115200	X30Cr13	70050514	
457.2	1	GRAIN DE FOND 115/ 226X 65	F115201	A743gr.CA-6NM	70050513	
501.1	5	BAGUE PLUS.PART. 90/ 101X 8	F103962	X30Cr13	70024658	
502.1	6	BAGUE D'USURE 200/ 226X 25	F106494	X30Cr13	70030449	
502.2	2	BAGUE D'USURE 140/ 226X 28	F106492	X30Cr13	70030465	
503.1	4	BAGUE USURE ROUE 185/ 201X 25	259920B	X30Cr13	70002531	
503.2	2	BAGUE USURE ROUE 125/ 141X 28	259919B	X30Cr13	70002530	
503.3	2	BAGUE USURE ROUE 187/ 201X 25	F115370B	X30Cr13	70050747	
504.1	1	BAGUE-ENTRETOISE 60/ 70X 11	F103397C	Tu20MV6	70036667	
511	1	BAGUE-CENTRAGE 118/ 144X 68	F105756	Tu20MV6	70036551	
521.1	5	CHEMISE D'ETAGE 96/ 104X 75	F103960	X30Cr13	70024655	
521.3	1	CHEMISE-ENTRETOI 96/ 104X 69	F103961	X30Cr13	70024656	
522.1	2	CHEMISE ETRANGL.95,2/114,2X 44	F115202B	X30Cr13	70050512	
522.2	1	CHEMISE ETRANGL 96/ 115X 48	F103959	X30Cr13	70024636	
529	1	CHEMISE-PALIER 96/139,7X 113	F118521A	X30Cr13	20008158	
542	1	DOUILLE ETRANGL 115/ 226X 74	F106496	A743gr.CA-6NM	70030447	
545.1	1	COUSSINET 140/ 226X 114	F106500AP	X30Cr13	70050510	
546	2	COUSSINET-ROTOLE (DIAMETRE 90)	F106398B	Métallurgie fournisseur	70031529	
554.1	31	RONDELLE 1,5X41 / 60	F103274K	X5CrNiMo17-12-2	70024691	
554.10	4	RONDELLE PLATE ZB M 10 C	PGA2513	Classe 6	70004406	
554.11	1	RONDELLE 11/ 45X 6	630904	CuAl9Ni5Fe4	70053874	
554.12	3	RONDELLE PLATE ZB M 8 C	PGA2513	Classe 6	70004404	
554.2	14	RONDELLE 1,5X54 / 82	F103274L	X5CrNiMo17-12-2	70021437	
554.31	1	RONDELLE DENT DEC 8 Z-B	PGA2514	Acier ressort	70022548	
554.7	2	RONDELLE PLATE ZB M 16 C	PGA2513	Classe 6	70004411	
554.9	8	RONDELLE PLATE ZB M 20 C	PGA2513	Classe 6	70004415	
560.1	2	GOUPIL.CONI.FIL. 20X 160	PGA1507	X29CrSi3	70004171	

TAPER PIN WIHT EXT. THREAD, UNHAR.

Nomenclature / Bill of material : **F125192** Pompe / Pump : **DVMX 6.8.11E - 5 STAGES** Révision : 00
 Plan en coupe / Sectional dwg : **F125191** O.C. : **1600094** Date : 20/09/05
 Projet : **P-296 & P-297** Page : 4 / 6

Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
560.2	4	GOUPIL CONI.FIL 10X 65	PGA1507	X29CrS13	70004164	
562.1	2	GOUILLE CYLIND. B 12 X 26 H9	PGA1504	X2CrNiMo17-12-2	70007477	
562.2	11	GOUILLE CYLIND. 8X 10	P67721	X2CrNiMo17-12-2	70003148	
562.3	3	GOUILLE CYLIND. B 4 X 12	PGA1504	XC100	70020901	
562.4	2	GOUILLE CYLIND. B 4 X 30	PGA1504	XC100	70022817	
562.5	4	GOUILLE CYLIND. B 6 X 14 H8	PGA1504	XC100	70021476	
562.6	3	GOUILLE CYLIND. B 6 X 14 H8	PGA1504	XC100	70021476	
59-48	2	GRILLE DE PROTEC REF:30013 TRICO	F113670	ZINC	70045969	
603	1	PISTON D'EQUILIB 96/138X 117	F103880E	X30Cr13	70050187	
605	1	DOUILLE D'EQUILI 138/ 226X 141	F106499E	A743gr.CA-6NM	70050508	
628.1	4	INDICAT NIV.+JT 1 1/4"PD6 CYL	PGA3004	TECHNOPOLYMERE	70013323	
628.2	6	INDICAT NIV.+JT 3/4"PD6 CYL	PGA3004	TECHNOPOLYMERE	70047311	
638	2	GRAIS NIV CONST TRICO(REF 30003)	F112985	Metalurgie fourmisseur	70045967	
644.1	1	BAGUE DE LUBRIF. 180/ 200X 16	631744V	CuSn12	20017124	
644.2	1	BAGUE DE LUBRIF. 180/ 200X 16	631744V	CuSn12	20017124	
644.3	1	BAGUE DE LUBRIF. 124/ 140X 13	631744T	CuSn12	70036666	
652	1	CHEMISE LUBRIFI 55/ 60X 35	630597	Tu20Mv6	70036669	
730.11	2	MAMELON CYL.ZB SCH80 1/4"NPT X 4"	PGA1031	A106gr.B	70031870	
730.12	2	MAMELON CYL.ZB SCH80 1/4"NPT X 70	PGA1031	A106gr.B	70053876	
731.11	2	TE S.3000 1/4" NPT ZB	PGA1008	A105	70053875	
831	1	VENTILATEUR HELI 244/ 33X 41	F103894	NYLON	70011193	
832	1	CAPOT DE VENTIL.T9 322X 197	F113926	Acier	70048364	
900.1	6	VIS TETE FRAISEE FHC M 8- 16/ 16	PGA1524	Classe A4-50	70049805	
901.2	3	VIS HEXAGO Z-B H M 8- 12/ 12	PGA1502	Classe 6-8	70003174	
902.1	31	GOUJON FILETE M39X4 39X215	F103275M	SA193gr.B7	70024680	
902.2	8	GOUJON FILETE M52X3 52X241	F103275N	SA193gr.B7	70024681	
902.3	4	GOUJON FILETE M52X3 52X308	F103275P	SA193gr.B7	70024682	

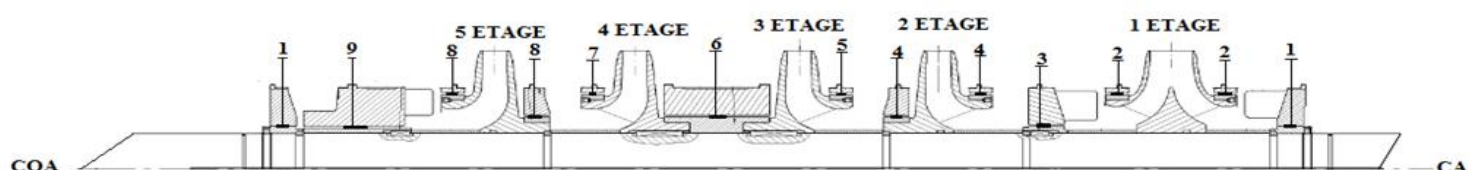
Nomenclature / Bill of material: **F125192** Pompe / Pump: **DVMX 6.8.11E - 5 STAGES** Révision : 00
 Plan en coupe / Sectional dwg : **F125191** O.C. : **1600094** Date : 20/09/05
 Projet : **P-296 & P-297** Page : 5 / 6

Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev
902.4	1	GOUJON FILETE M52X3 52X333	F103275Q	SA193gr.B7	70024683	
902.5	1	GOUJON FILETE M52X3 52X445	F103275BR	SA193gr.B7	70036595	
903.1	8	BOUCHON CHC ZB 1/2"GAZ	PGA1019	Acier	70013159	
903.10	4	BOUCHON M TH 1/4" NPT ZB	PGA1007	A105	70053873	
903.2	2	BOUCHON CHC ZB 3/4"GAZ	PGA1019	Acier	70013324	
904.19	6	VIS HC CUVETTE M 6-6	PGA1528	Klasse A4-50	70012994	
904.3	24	VIS HC CUVETTE M 6-6	PGA1528	Klasse A4-50	70012994	
904.5	2	VIS HC TETON LG M 20-75	PGA1528	Klasse 6-8	70003341	
904.9	4	VIS HC CUVETTE M 8-16 ZB	PGA1528	Klasse 6-8	70003298	
914.1	10	VIS CHC ZB M 16-50/50	PGA1525	Klasse 8-8	70016850	
914.3	1	VIS CHC M 8-25/25	PGA1525	CuA19Ni5Fe4	70053872	
914.7	8	VIS CHC ZB M 10-50/32	PGA1525	Klasse 8-8	70003322	
918	4	ANNEAU LEVAGE MALE G.O.D 8 L=15	PGA1017	Acier estampé	70013157	
919.1	8	TIGE FILETEE ZB M 20X 170	PGA1501	SA193gr.B7	70056636	
919.2	4	TIGE FILETEE ZB M 12X 150	PGA1501	SA193gr.B7	70036665	
920.1	31	ECROU BORGNE ZB M 39X4 58X84	F103794D	SA194gr.2H	70002709	
920.10	2	ECROU HEXAGONAL HH M 16 ZB	PGA1503	SA194gr.2H	70002716	
920.11	8	ECROU HEXAGONAL HH M 20 ZB	PGA1503	SA194gr.2H	70002720	
920.12	4	ECROU HEXAGONAL H M 10 Z-B	PGA1503	Klasse 8	70004263	
920.15	1	ECROU A ENCOCHES KM 11	PGA1518	Acier	70002780	
920.16	4	ECROU HEXAGONAL HH M 12 ZB	PGA1503	Klasse 8	70004268	
920.2	14	ECROU BORGNE ZB M 52X3 80X115	F103794J	SA194gr.2H	70024695	
920.6	1	ECROU A ENCOCHES KM 15	PGA1518	Acier	70002775	
931.1	1	RONDELLE FREIN MB 15	PGA2511	C35E	70002859	
931.4	1	RONDELLE FREIN MB 11	PGA2511	C35E	70002855	
940.1	1	CLAVETTE PARALL A 22X 14X 122	F103383EG	X6CrNiMoTi17-12	70028456	
940.2	4	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 50	PGA2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196	

Nomenclature / Bill of material :		F125192		Pompe / Pump :		DVMX 6.8.11E - 5 STAGES		Révision : 00	
Plan en coupe / Sectional dwg :		F125191		O.C. :		1600094		Date : 20/09/05	
				Projet :		P-296 & P-297		Page : 6 / 6	
Rep Item	Qté Qty	Désignation Description	Plan Drawing	Matière Material	Code article Codification	Rév Rev			
940.3	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 50	PARALLEL KEY PGA2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196				
940.4	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 50	PARALLEL KEY PGA2501	X6CrNiMoTi17-12	70004196				
940.6	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 20	PARALLEL KEY PGA2501	X6CrNiMoTi17-12	70027080				
940.7	1	CLAVETTE PARAL. B 8X 7X 20	PARALLEL KEY PGA2501	X6CrNiMoTi17-12	70027080				
Fin de nomenclature / End of parts list									

ANNEXE 06

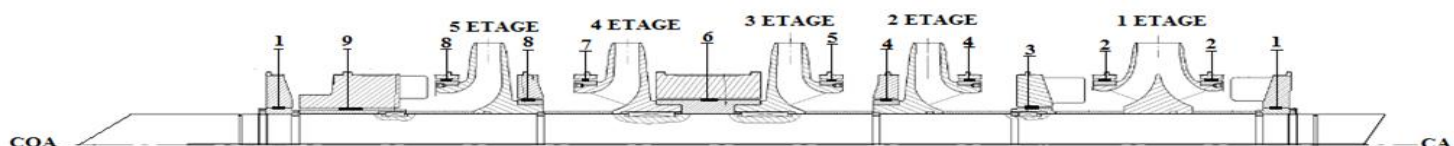
FICHE DE JEU POMPE GEP-C DVMX SP3 - saut d'arbre 0,03mm -TBF : 27667 h



REPERE	DESIGNATION	COTE GUINARD		CA	COA
		CA	COA	AU.DEM	AU.DEM
1	Ø Alésage grain de fond	115.00 à 115.054		115 .061	115 .060
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.15 à 114.20		114.16	114.16
	Jeu	0.80 à 0.904		0,901	0,9
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.08	200.085
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.48	199.48
	Jeu	0.480 à 0.602		0,6	0,605
3	Ø Alésage douille d'étranglement	115.00 à 115.054		115 .055	
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.56 à 114.60		114.56	
	Jeu	0.400 à 0.494		0,495	
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.083	140.066
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.48	139.56
	Jeu	0.480 à 0.602		0.40 à 0.513	0,603
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.082	
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.48	
	Jeu	0.480 à 0.602		0,602	
6	Ø Alésage Coussinet	140.00 à 148.040		140.044	
	Ø Extérieur chemise palier central	139.675 à 139.70		139.68	
	Jeu	0.3 à 0.365		0,364	
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072			200.083
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52			199.48
	Jeu	0.48 à 0.602			0,603
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.085	140.072
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.48	139.56
	Jeu	0.480 à 0.602		0.40 à 0.513	0,605
9	Ø Alésage douille d'équilibrage	138.00 à 138.067		138.076	
	Ø Extérieur piston d'équilibrage	137.63 à 137.66		137.64	
	Jeu	0.37 à 0.433		0,436	

ANNEXE 07

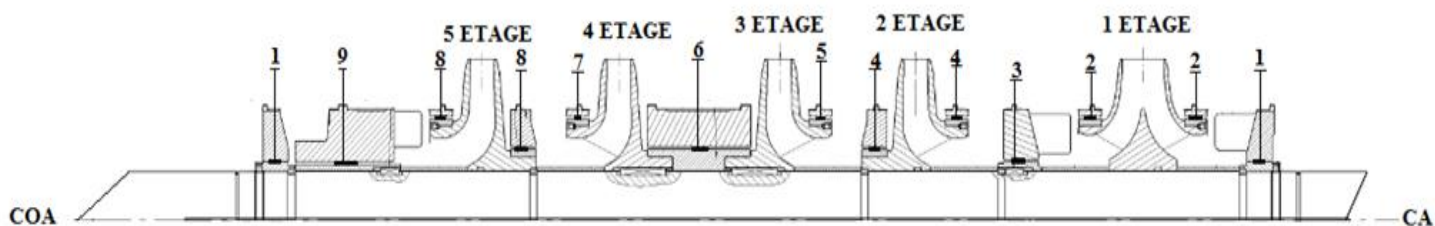
FICHE DE JEU POMPE GEP – E DVMX SP3 - saut d'arbre 0,03mm -TBF : 28805 h



REPERE	DESIGNATION	COTE GUINARD		CA	COA
		CA	COA	AU.DEM	AU.DEM
1	Ø Alésage grain de fond	115.00 à 115.054		115 .069	115 .07
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.15 à 114.20		114.15	114.15
	Jeu	0.80	0.904	0,919	0,92
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.083	200.086
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47	199.52	199.47	199.47
	Jeu	0.480	0.602	0,613	0,616
3	Ø Alésage douille d'étranglement	115.00 à 115.054		115 .059	
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.56	114.60	114.55	
	Jeu	0.400	0.494	0,509	
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.086	140.068
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47	199.52	139.55	139.6
	Jeu	0.480	0.602	0.40	0.513
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.084	
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47	199.52	199.47	
	Jeu	0.480	0.602	0,614	
6	Ø Alésage Coussinet	140.00 à 148.040		140.046	
	Ø Extérieur chemise palier central	139.675 à 139.70		139.67	
	Jeu	0.3	0.365	0,376	
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072			200.085
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47	199.52		199.47
	Jeu	0.48	0.602		0,615
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.087	140.074
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47	199.52	139.55	139.6
	Jeu	0.480	0.602	0.40	0.513
9	Ø Alésage douille d'équilibrage	138.00 à 138.067		138.078	
	Ø Extérieur piston d'équilibrage	137.63 à 137.66		137.63	
	Jeu	0.37	0.433	0,448	

ANNEXE 08

FICHE DE JEU POMPE (GEP -B) DVMX SP3 - saut d'arbre 0,03mm -TBF : 31907 h



Repère	DESIGNATION	COTE GUINARD		CA	COA
		CA	COA	AU.DEM	AU.DEM
1	Ø Alésage grain de fond	115.00 à 115.054		115 .072	115 .073
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.15 à 114.20		114.148	114.149
	Jeu	0.80 à 0.904		0,924	0,924
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.087	200.088
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.465	199.467
	Jeu	0.480 à 0.602		0,622	0,621
3	Ø Alésage douille d'étranglement	115.00 à 115.054		115 .062	
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.56 à 114.60		114.547	
	Jeu	0.400 à 0.494		0,515	
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072	140.00 à 140.063	200.089	140.072
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52	139.55 à 139.6	199.479	139.547
	Jeu	0.480 à 0.602	0.40 à 0.513	0,661	0,525
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072		200.088	
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52		199.468	
	Jeu	0.480 à 0.602		0,62	
6	Ø Alésage Coussinet	140.00 à 148.040		140.048	
	Ø Extérieur chemise palier central	139.675 à 139.70		139.667	
	Jeu	0.3 à 0.365		0,381	
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072			200.088
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52			199.467
	Jeu	0.48 à 0.602			0,621
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d'usure corps	200.00 à 200.072	140.00 à 140.063	200.089	140.078
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.47 à 199.52	139.55 à 139.6	199.468	139.546
	Jeu	0.480 à 0.602	0.40 à 0.513	0,621	0,532
9	Ø Alésage douille d'équilibrage	138.00 à 138.067		138.082	
	Ø Extérieur piston d'équilibrage	137.63 à 137.66		137.628	
	Jeu	0.37 à 0.433		0,454	

ANNEXE 09

GEP –C Nbrs d’heure : 27667H

REPERE	DESIGNATION	CA			COA		
		MON	DEM	H	MON	DEM	H
1	Ø Alésage grain de fond	115.02	115.061	0.041	115.02	115.060	0.040
	Ø Extérieur Bague	114.17	114.16	0.01	114.17	114.16	0.01
	Jeu	0.85	0.901	0.051	0.85	0.9	0.05
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d’usure corps	200.03	200.08	0.05	200.03	200.085	0.055
	Ø Extérieur bague d’usure roue	199.50	199.48	0.02	199.50	199.48	0.02
	Jeu	0.53	0.6	0.07	0.53	0.605	0.075
3	Ø Alésage grain de fond	115.02	115.055	0.035			
	Ø Extérieur Bague	114.58	114.56	0.02			
	Jeu	0.44	0.495	0.055			
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d’usure corps	200.03	200.083	0.053	140.03	140.066	0.036
	Ø Extérieur bague d’usure roue	199.50	199.48	0.02	139.58	139.56	0.02
	Jeu	0.53	0.603	0.073	0.45	0.506	
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d’usure corps	200.03	200.082	0.052			
	Ø Extérieur bague d’usure roue	199.50	199.48	0.02			
	Jeu	0.53	0.602	0.072			
6	Ø Alésage Chemise palier	140.015	140.044	0.029			
	Ø Extérieur palier central	139.687	139.678	0.009			
	Jeu	0.328	0.36				
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d’usure corps				200.03	200.083	0.053
	Ø Extérieur bague d’usure roue				199.495	199.48	0.015
	Jeu				0.535	0.603	0.068
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d’usure corps	200.03	200.085	0.055	140.03	140.072	0.042
	Ø Extérieur bague d’usure roue	199.50	199.48	0.02	139.57	139.56	0.01
	Jeu	0.53	0.605	0.075	0.46	0.512	0.052
9	Ø Alésage douille d’équilibrage				138.03	138.076	0.046
	Ø Extérieur piston d’équilibrage				137.65	137.64	0.01
	Jeu				0.38	0.436	0.056

ANNEXE 10

GEP-E Nbrs d'heure : 28805H

REPERE	DESIGNATION	CA			COA		
		MON	DEM	H	MON	DEM	H
1	Ø Alésage grain de fond	115.02	115.069	0.049	115.02	115.07	0.05
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.17	114.15	0.02	114.17	114.15	0.02
	Jeu	0.85	0.919	0.069	0.85	0.92	0.07
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.083	0.053	200.03	200.086	0.056
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.47	0.03	199.50	199.47	0.03
	Jeu	0.53	0.613	0.083	0.53	0.616	0.086
3	Ø Alésage douille d'étranglement	115.02	115.059	0.039			
	Ø Extérieur chemise d'étranglement	114.58	114.55	0.03			
	Jeu	0.44	0.509	0.069			
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.086	0.056	140.03	140.068	0.038
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.47	0.03	139.58	139.55	0.03
	Jeu	0.53	0.616	0.086	0.45	0.518	0.068
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.084	0.054			
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.47	0.03			
	Jeu	0.53	0.614	0.084			
6	Ø Alésage Coussinet	140.015	140.046	0.031			
	Ø Extérieur chemise palier central	139.68	139.67	0.01			
	Jeu	0.335	0.376	0.041			
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d'usure corps				200.03	200.085	0.055
	Ø Extérieur bague d'usure roue				199.495	199.47	0.025
	Jeu				0.535	0.615	0.08
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.087	0.057	140.03	140.074	0.044
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.47	0.03	139.57	139.55	0.02
	Jeu	0.53	0.617	0.087	0.46	0.524	0.064
9	Ø Alésage douille d'équilibrage				138.03	138.078	0.048
	Ø Extérieur piston d'équilibrage				137.65	137.63	0.02
	Jeu				0.38	0.448	0.068

ANNEXE 11

GEP B Nbrs d'heure : 31907H

REPERE	DESIGNATION	CA			COA		
		MON	DEM	H	MON	DEM	H
1	Ø Alésage grain de fond	115.02	115.072	0.052	115.02	115.073	0.053
	Ø Extérieur Bague	114.17	114.148	0.022	114.17	114.149	0.021
	Jeu	0.85	0.924	0.074	0.85	0.924	0.074
1 ^{er} étage 2	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.087	0.057	200.03	200.088	0.058
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.465	0.035	199.50	199.467	0.033
	jeu	0.53	0.622	0.092	0.53	0.621	0.091
3	Ø Alésage grain de fond	115.02	115.062	0.042			
	Ø Extérieur Bague	114.58	114.547	0.033			
	Jeu	0.44	0.515	0.075			
2 ^{ème} étage 4	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.089	0.059	140.03	140.072	0.042
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.479	0.021	139.58	139.547	0.033
	jeu	0.53	0.61	0.08	0.45	0.525	0.105
3 ^{ème} étage 5	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.088	0.058			
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.468	0.032			
	jeu	0.53	0.62	0.09			
6	Ø Alésage Chemise palier	140.015	140.048	0.033			
	Ø Extérieur palier central	139.68	139.667	0.013			
	jeu	0.335	0.381	0.046			
5 ^{ème} étage 7	Ø Alésage bague d'usure corps				200.03	200.088	0.058
	Ø Extérieur bague d'usure roue				199.495	199.467	0.028
	Jeu				0.535	0.621	0.086
4 ^{ème} étage 8	Ø Alésage bague d'usure corps	200.03	200.089	0.059	140.03	140.078	0.048
	Ø Extérieur bague d'usure roue	199.50	199.468	0.032	139.57	139.546	0.024
	Jeu	0.53	0.621	0.091	0.46	0.532	0.072
9	Ø Alésage douille d'équilibrage				138.03	138.082	0.052
	Ø Extérieur piston d'équilibrage				137.65	137.628	0.022
	Jeu				0.38	0.454	0.074

Résumé

Dans l'industrie du pétrole, pétrochimie et du gaz naturel, les pompes centrifuges occupent une place primordiale. Mais toute machine est exposée aux pannes dès son démarrage et cela est causé par le phénomène d'usure qui coûte une fortune à l'entreprise chaque année.

Ce travail consiste à optimiser la périodicité de révision d'une pompe centrifuge DVMX 6.8.11 et calcul de débit de fuite en fonction du jeu fonctionnel et chute de rendement. Nous avons choisi une périodicité de 35000h avec un gain de 19,34% du coût de maintenance pour chaque pompe.

Mots clés

Pétrole, Pompe centrifuge, Usure, Optimiser, Révision, Coût de maintenance.

Abstract

In the petroleum, petrochemical and natural gas industry, centrifugal pumps play a key role. However, any machine is exposed to breakdowns from its start and it is caused by the phenomenon of wear that costs a fortune to the company each year.

This work consists in optimizing the periodicity of revision of a DVMX 6.8.11 centrifugal pump and calculation of leak rate according to the functional clearance and efficiency fall. We choose a frequency of 35000h with a gain of 19.34% of the maintenance cost for each pump.

Key words

Oil, Centrifugal pump, Wear, To optimize, Revision, maintenance cost.