

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département : Transport et équipement des hydrocarbures.

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Spécialité : Génie mécanique.

Option : mécanique des unités pétrochimiques.

Présenté par :

AZZOUG Azedine

Thème

**Étude et maintenance d'une pompe centrifuge de type Guinard
DVMX 3*4*9L.**

Devant le jury :

Encadré par :

DJEMA M.Amine

Dédicaces

A la femme la plus courageuse, sensible, généreuse, à celle qui a su me donner amour et joie de vivre, à celle qui a toujours montrée affection et compréhension à mon égard, ma mère que j'aime bien, que dieu puisse la guérir.

A l'homme de courage et de force, à celui qui a toujours été présent, qui m'a appris les vraies valeurs de la vie à celui qui m'a soutenu en toutes circonstances, mon père que dieu ait son âme.

A ceux qui m'ont aidé et m'ont donné joie et bonheur :

A mes très chers frères.

A ma chère sœur.

A ma chère grand-mère.

A mes chères tantes et leurs maries

A mes cousines et mes cousins.

Mon binôme et cher ami Mustapha et toute sa famille.

A la famille AZZOUG

A mes amis les plus fidèles en particulier, Khali Mouh, Achour, Aissa, Saddam, Zouhir, Adel, Cherif, Massi, Yassine, Moumouh, Abdeslam et Hocine.

A ceux que j'ai eu la chance de connaître, dans les meilleurs et pires moments de ma vie.

A tous ceux que j'aime, à tous ceux qui m'aiment, je dédie ce modeste travail.

SOMMAIRE

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Introduction générale..... 1

Chapitre I : Présentation du lieu de stage.

I.1. Historique de la SONATRACH 2

I.2. Principales activités de la SONATRACH 2

I.3. Organigramme de SONATRACH 3

I.4. Description de la DRGB 4

I.4.1. Le département maintenance 4

I.4.2. Service instrumentation 5

I.4.3. Service mécanique 5

I.4.4. Service télécommunication..... 5

I.4.5. Service électricité..... 5

I.4.6. Service plan et méthode 5

I.5. Description du terminal marin de Bejaia 5

I.5.1. Le Terminal Nord 6

I.5.2. Le Terminal Sud 7

I.6. Réseau de Transport de la RTC Bejaia..... 7

Chapitre II : Généralité sur les pompes.

II.1. Définition 8

II.2. Types des pompes 8

II.3. Les pompes volumétriques 8

II.3.1. Pompes volumétriques alternatives 9

II.3.2. Pompes volumétriques rotatives 12

II.4. Les turbopompes 19

II.4.1. Classification les turbopompes 19

II.4.2. Les avantages et les inconvénients des turbopompes 20

II.5. Pompe centrifuge 21

II.5.1. Description d'une pompe centrifuge	21
II.5.2.Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge	22
II.5.3.Caractéristiques d'une pompe centrifuge	22

Chapitre III : La pompe d'expédition DVMX.

III.1.La pompe d'expédition DVMX	25
III.2.Principe de fonctionnement	25
III.3.Description de la pompe DVMX	25
III.4.Caractéristiques de la pompe	32
III.5. Solution apporté aux problèmes posés	34

Chapitre IV : calcul de vérification.

IV.1. Calcul hydraulique	37
IV.1.1.Détermination des paramètres principaux	37
IV.1.2.Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu	41
IV.1.3.Détermination des paramètres du rotor à l'entrée.....	42
IV.1.4.Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue	45
IV.1.5.Tableaux récapitulatifs	49
IV.2. Calcul mécanique	50
IV.2.1.Estimation du poids de l'arbre	50
IV.2.2.Poids des accessoires du rotor	51
IV.2.3.Calcul de l'arbre	53
IV.2.4.Tableau récapitulatif	59
IV.2.5.Calcul de diamètre de l'arbre dans la section dangereuse	60
IV.2.6.Vérification de la clavette	61

Chapitre IV : installation et maintenance de la pompe DVMX.

IV.1. Exploitation et installation de la pompe	64
IV.2. Incidents de marche	66
IV.2. 1.Manque d'alimentation	66
IV.2. 2.Résonances, Vibration, Bruits	67
IV.2. 3.Insuffisance de débit	67
IV.2. 4.Non fonctionnement électrique	67

IV.2.5. Recommandation sur l’entretien	67
IV.3. Introduction à la fonction maintenance	67
IV.3.1. Définition de la maintenance	68
IV.3.2. Rôle de maintenance	68
IV.3.3. La politique de maintenance	68
IV.3.4. Les stratégies de maintenance	69
IV.4. Défaillances, maintenance des pompes	71
IV.4.1. Défaillance des pompes	71
IV.4.2. Causes d’arrêt et de défaillance des pompes utilisées dans les centrales thermiques	72
IV.5. Pratique de la maintenance des pompes	74
IV.5.1. Maintenance corrective.....	74
IV.5.2. Maintenance préventive systématique ou programmé	74
IV.5.3. Maintenance conditionnelle	74
IV.5.4. Maintenance prédictive	75
IV.6. les types de maintenances appliquées réellement par le service.....	75
IV.6.1. La maintenance préventive	75
IV.6.2. La maintenance curative	78
IV.6.3. Entretien des pompes	78
IV.6.4. Entretien de la pompe DVMX	78
IV.6.5. Cycle de réparation	79
IV.6.6. Planning des travaux de réparation de la pompe	79
CONCLUSION	86

Annexe.

Bibliographie.

Liste des figures

Figure 1 : Activité de la SONATRACH.....	2
Figure 2 : Organigramme de SONATRACH	4
Figure 3 : Organigramme du département maintenance	4
Figure 4 : Terminal Marin de Bejaïa	6
Figure 5 : Bac de stockage	6
Figure 6 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge	9
Figure 7 : Pompe à membranes	8
Figure 8 : Principe pompe à piston	9
Figure 9 : Pompe à piston à simple effet.....	10
Figure 10 : Pompe à piston à double effet.....	11
Figure 11 : Fonctionnement pompes volumétriques alternatives	12
Figure 12 : Pompes à palettes libres	13
Figure 13 : Pompes à palettes flexibles.....	13
Figure 14 : Pompes à palettes guidées	14
Figure 15 : Pompes à engrenages extérieurs	15
Figure 16 : Pompes à engrenages intérieurs.....	16
Figure 17 : Pompes à lobes	17
Figure 18 : Pompes à vis (cas à 2 vis)	17
Figure 19 : Pompes péristaltiques	18
Figure 20 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale	19
Figure 21 : Rendement en fonction du débit d'une pompe	22
Figure 22 : Point de fonctionnement d'une pompe.....	24
Figure 23 : Paliers lisses	28
Figure 24 : Palier billes-butée billes	28
Figure 25 : Garnitures mécaniques Flexibox	30
Figure 26 : Garniture mécanique Borgue-warner.....	30
Figure 27 : Garniture à tresse	31
Figure 28 : courbe caractéristique de la pompe DVMX.....	33
Figure 29 : Piston automatique.....	34
Figure 30 : Sens de la poussée	34
Figure 31 : Equilibrage hydraulique roue par roue	35
Figure 32 : L'arrangement des roues.....	35
Figure 33 : Roue d'une pompe centrifuge.....	38
Figure 34 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue	44
Figure 35 : Schéma de calcul de l'arbre de la pompe.....	50
Figure 36 : schéma de calcul de l'arbre	53
Figure 37 : La méthode des tronçons	54
Figure 38 : Diagramme de moment fléchissant.....	60
Figure 39 : dimensionnement d'une clavette	61
Figure 40 : cale métallique	65
Figure 41 Vérification de parallélisme et de la concentricité.....	65
Figure 42 : schéma représentatif des types de maintenances	69
Figure 43 : les interventions de contrôle de la pompe.....	75
Figure 44 : entretien et vidange de la pompe	76

Figure 45 : graissage des trois mois	76
Figure 46 : graissage des six mois.....	77
Figure 47 : analyse vibratoire semestrielle de la pompe	77
Figure 48 : Bourrage entre tresses de garde	79
Figure 49 : schéma des types de pièces désassemblées	80
Figure 50 : schéma de la révision générale de la pompe.....	84

Liste des tableaux

Tableau 1 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes.....	10
Tableau 2 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston	12
Tableau 3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres	13
Tableau 4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles	14
Tableau 5 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.....	14
Tableau 6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs	15
Tableau 7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur.....	16
Tableau 8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes.....	17
Tableau 9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis.....	18
Tableau 10 : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques.....	18
Tableau 11 : Domaine d'utilisation les pompes volumétriques et turbopompes	21
Tableau 12 : nomenclature des paliers	29
Tableau 13 : nomenclature des garnitures mécaniques.....	32
Tableau 14 : type de la pompe en fonction de la vitesse spécifique	37
Tableau 15 : tableau récapitulatif des calculs hydrauliques.....	49
Tableau 16 : tableau récapitulatif des calculs mécaniques.....	59
Tableau 17 : cause d'arrêt des pompes alimentaires	72
Tableau 18 : cause d'arrêt des pompes des circuits de refroidissent.....	72
Tableau 19 : causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou Pétrochimique	83
Tableau 20 : types de défaillances des pompes.....	84

463	Ecrou	5119	Vis de fixation de palier
462	rondelle frein	5116	Fixation couvercle de palier
461	Plateau d'accouplement	5112	Couvercle inf-palier arrière
454B	Anneau de graissage	5111	Couvercle ext-palier arrière
454A	Anneau de graissage	5102	Couvercle inf-palier commande
453	Bague de graissage	5101	Couvercle ext-palier commande
452	Bague de graissage	4518	Ecrou de blocage
451	Déflexeur opposé à la commande	4517	Joint de l'écrou de blocage
450	Déflexeur extérieur, coté commande	4516	Joint de déflexeur
449	Clavette d'accouplement	4500	Joint de déflexeur
446	Clavette de l'écrou de blocage	4229	Ecrou de blocage de roulement
445	Clavette de chemise de garniture	4228	Frein d'écrou de roulement
444	Clavette de chemise d'équilibrage	4104	Bague d'arrêt de chemise
441	clavette centrale	4110	Joint de chemise garniture
440	Clavette de roue	3352	Pion de positionnement pour coussinet
433A	Chemise de réglage	3452	Pion de positionnement
433	chemise entre roue	2608	Bague d'arrêt de chemise d'équilibrage
422	Roulement de butée	1100	Joint de demi-corps inf
421	Roulement radial	839	Reniflard
418	Chemise centrale d'étanchéité	838	Bouchon de prise tachymètre
400	Arbre	800	graisseur à niveau contant
335	Douille centrale d'étanchéité	634	Grain de fond
321	Bague d'usure de roue cotée moyeu	624	Ecrou de blocage coté commande
320	Bague d'usure de la roue cotée ouïe	601	Boîtier de garniture coté refoulement
311	Bague d'usure du corps coté moyeu	600	Boîtier de garniture coté aspiration
310	Bague d'usure du corps coté ouïe	536C	Bague d'étanchéité de palier
261	Douille d'équilibrage	536A	Bague d'étanchéité de palier
260	Chemise d'équilibrage	511	Palier opposé à la commande
202	Roue coté refoulement	510	Palier coté commande
200	Roue coté aspiration	521	Coussinet coté commande
111	Demi-corps de pompe sup-	522	Coussinet coté commande
110	Demi-corps de pompe inf-	523	Coussinet opposé à la commande
6010	Joints de boîtiers de garniture	8331	Bouchon de vidange

Nomenclature de la pompe d'expédition DVMX.

Introduction générale

Aujourd'hui le pétrole est considéré comme une grande source d'énergie qui contribue à la satisfaction des besoins énergétiques en Algérie. Il s'est imposé essentiellement grâce à ses caractéristiques propres, à sa sécurité d'approvisionnement, son prix compétitif, autre avantage de point de vue protection de l'environnement, son utilisation comme combustible dans de nombreuses utilisations.

L'industrie pétrolière nécessite plusieurs types d'installations et d'équipements. Parmi ces derniers on trouve souvent les pompes de divers types. Les pompes centrifuges occupent une place de choix dans l'industrie pétrolière, caractérisée par la continuité de leur fonctionnement, elles sont utilisées dans le domaine de l'expédition de brut à travers les pipelines (canalisations) d'une unité à une autre. Pour accomplir cette mission les installations de pompage sont nécessaires et indispensables, aux niveaux desquelles, le brut est collecté de plusieurs puits, puis stocké dans les bacs de stockage ensuite refoulé vers une région grâce à des pompes centrifuges généralement multi-étagées. La disponibilité de ces pompes, joue un rôle très important dans la production, en effet toute défaillance peut conduire à une diminution de la production.

La présente étude comporte une étude et maintenance d'une pompe centrifuge multicellulaire à huit étages.

Notre travail comprend le plan suivant :

- Le premier chapitre : présentation du lieu de stage.
- Le deuxième chapitre : généralités sur les pompes.
- Le troisième chapitre : description de la pompe d'expédition DVMX.
- Le quatrième chapitre : la partie pratique pour le calcul de vérification de la pompe DVMX.
- Le cinquième chapitre : exploitation et maintenance de la pompe DVMX.

Nous terminons ce mémoire par une conclusion générale et les différents résultats auquel nous avons aboutis.

I.1. Historique de la SONATRACH :

La SONATRACH (société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures) est née le 13 décembre 1963, pour être un instrument d'intervention de l'état dans le secteur pétrolier aux cotés des compagnies françaises. La volonté de l'Algérie de récupérer ses richesses naturelles et d'assurer pleinement le contrôle de leur exploitation, amena à nationaliser la production des hydrocarbures le 24/02/1971 par la signature d'une ordonnance définissant le cadre d'activité des sociétés étrangères en Algérie.

Au début des années 80 La restructuration de SONATRACH se mit en œuvre, cette étape figure parmi les plus importantes dans le développement de la société.

D'autres étapes ont suivi, toutes aussi importantes, notamment la réorganisation des structures de la société en activités, tout particulièrement les activités Aval et Amont. Par ailleurs, après l'ouverture du marché et les nombreux contrats de partenariats avec des compagnies étrangères, américaines notamment, ainsi qu'à l'étranger, SONATRACH a pu asseoir son statut de compagnie pétrolière « solide ».

Aujourd'hui, SONATRACH est la première entreprise du continent africain. Elle est classée 12^{ème} parmi les compagnies pétrolières mondiales, 2^{ème} exportateur de GNL et de GPL et 3^{ème} exportateur de gaz naturel.

I.2. Principales activités de la SONATRACH :

Les activités de SONATRACH s'articulent autour de quatre branches principales illustrées dans le schéma de la figure 1.

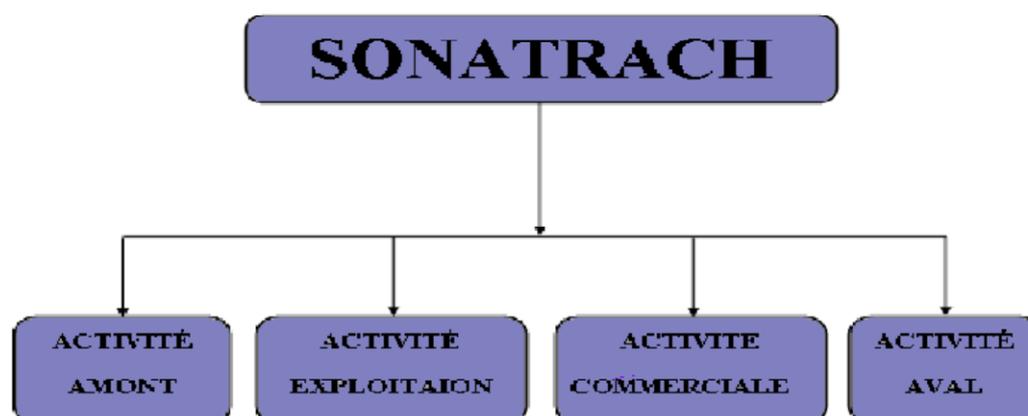


Figure 1 : activité de la SONATRACH.

➤ **Activité Amont :**

- Exploration.
- Recherches et développement.
- Production.
- Forage.
- Engineering et construction.
- Associations en partenariat.

➤ **Transport et exploitation :**

- Stockage d'hydrocarbures liquides en amont et en aval
- Transport par canalisation d'hydrocarbures liquides gazeux , depuis les lieux de la production primaires, à travers le réseau secondaire et principal.
- Le chargement des navires pétroliers.

➤ **Commercialisation :**

- Commercialisation extérieure.
- Commercialisation sur le marché intérieur
- Transport maritime des hydrocarbures.

➤ **Activité AVAL :**

- Liquéfaction du gaz naturel. - Séparation des GPL.
- Raffinage du pétrole.
- Pétrochimie.
- Études et développement de nouvelles technologies.

I.3. Organigramme de SONATRACH :

SONATRACH est une entreprise nationale d'un grand poids économique, et internationale par son domaine d'activité, industrie pétrolière et gazière. La gestion de ses activités est assurée par des branches opérationnelles qui sont des directions fonctionnelles qui élaborent et veillent à l'application de la politique et de la stratégie de groupe. Elles fournissent l'expertise et l'appui nécessaire aux activités. Elles sont représentées par l'organigramme de la figure 2.

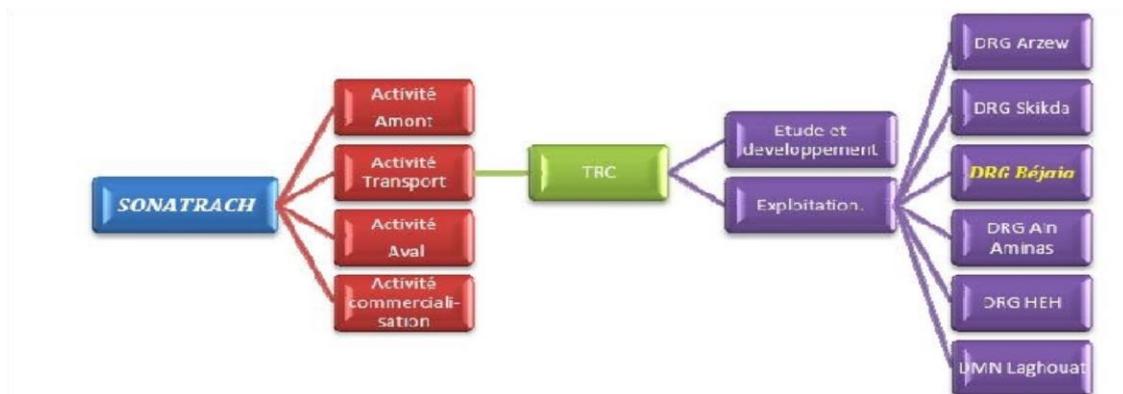


Figure 2 : Organigramme de SONATRACH.

I.4 Description de la DRGB :

L'activité de transport par canalisation est l'une des branches de la SONATRACH, constituée de 5 directions régionales, dont la DRGB qui a pour tâche le transport, le stockage et la livraison de deux types de produits : Le pétrole brut et le condensat.

La DRGB est situé à 2Km de la ville de Bejaia qui est devisée en deux terminaux (nord et sud) .Le terminal nord possédant 12 bacs de stockages de 35000M3, et le terminal sud avec 4bacs De 50000M3. Elle comprend également un port pétrolier qui se trouve à 8Km nord de la DRGB possèdent 3postes de chargement.

I.4.1. Le département maintenance :

Le département maintenance est chargé de l'entretien de la ligne et s'occupe de toutes les opérations de maintenance. Sa structure est représentée par le schéma de la figure 3.

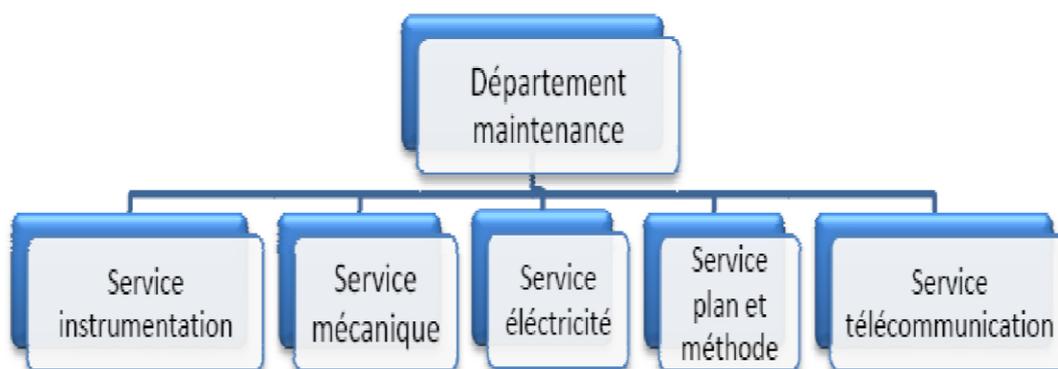


Figure 3 : organigramme du département maintenance.

I.4.2. Service instrumentation :

Il assure la sécurité des instruments (appareil de mesure) installé sur toute la ligne. Ce service est composé de deux sections :

- **Section intervention** : elle est chargée des révisions des révisions générales des instruments.
- **Section atelier** : elle est chargée de réparation de tous les instruments des différentes stations.

I.4.3. Service mécanique :

Ce service s'occupe essentiellement de la maintenance des parties mécaniques des équipements principaux des stations, ses fonctions principales sont :

- Achat d'investissement mécanique.
- Achat direct de pièces de rechange.
- Veiller à l'exécution du plan prévisionnel préventif.
- Veiller au bon fonctionnement des machines tournantes

I.4.4. Service télécommunication :

Il s'occupe de 3 types d'équipement :

- Radios fixes et mobiles.
- Réseau téléphonique de 400 lignes extensible à 1000lignes.
- Réseau télégraphique.

I.4.5. Service électricité :

Ce service s'occupe de trois types d'équipements :

- Equipements industriels
- Equipements électroniques
- Equipements conditionnements

I.4.6. Service plan et méthode :

C'est un service de coordination entre les autres services. Ses fonctions principales sont :

- Suivi des approvisionnements en matière première.
- Etablissement du plan de production.

I.5. Description du terminal marin de Bejaia :

La vocation de la DRGB est le transport des hydrocarbures par canalisation, stockage et chargement des navires. Le terminal marin de Bejaïa est divisé en deux Parties sont :

- Terminal Nord
- Terminal Sud



Figure 4 : Terminal Marin de Bejaia.

I.5.1. Le Terminal Nord :

Il contient 12 bacs de stockage à toit flottant de capacité volumique de 35000M3 Chacun de diamètre nominal 56 m de hauteur cylindrique totale 14.4m ils servent pour le stockage de deux produits pétrole brut et condensat.

Chaque bac contient une vanne, deux Agitateurs, un jaugeur (transmetteur de niveau et de température), en plus de ca des bouteilles de halon pour étouffer le feu en cas d'incendie. Un bac (4Y1) à toit fixe de capacité de 2900M3 utilisé pour emmagasiner le brut et le condensat en ca de suppression et lors de nettoyage des bacs.

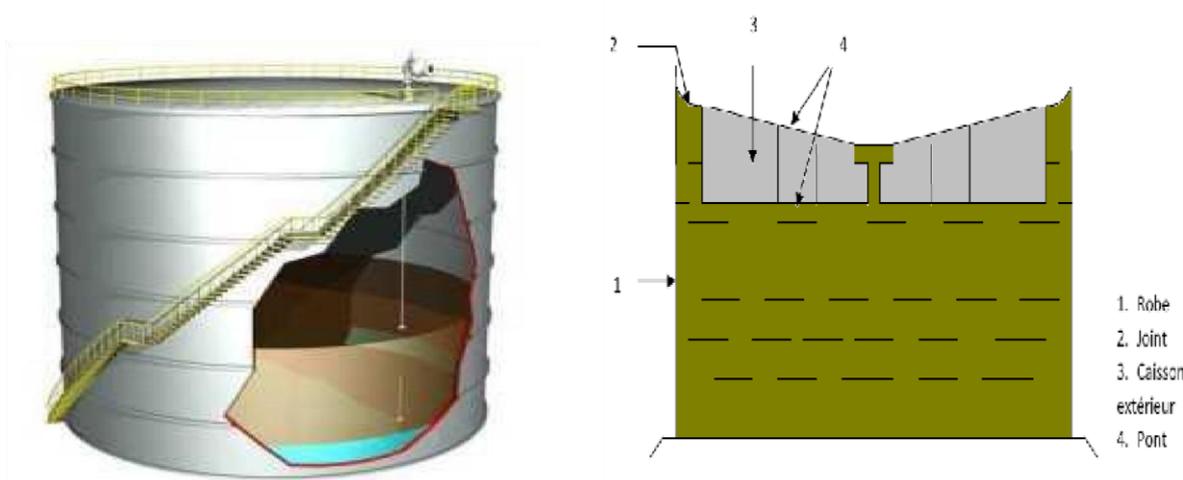


Figure 5 : bac de stockage.

➤ **Les accessoires du bac :** Sur la robe en trouve :

- Tuyauterie d'eau d'incendie.
- deux trous d'homme.
- une plate-forme.

I.5.2. Le Terminal Sud :

Il contient 4 bacs de stockage à toit flottant de capacité volumique de 50000m³ de même diamètre et hauteur que les bacs du terminal nord, chaque bac contient une vanne, deux agitateurs, un jaugeur (transmetteur de niveau et de température) et des bouteilles de halon.

I.6. Réseau de Transport de la RTC Bejaia :

Le réseau de Transport par Canalisation (RTC) Bejaia se compose de :

- L'Oléoduc Ha oud El Hamra (HEH) / Bejaia qui est appelé OB1 (24 pouce de diamètre et 668 km de long). Il est utilisé pour le transport simultané de brut et de condensat (transport par bouchon).
- L'Oléoduc BENI MANSOUR Sidi ARCINE OG1 de 16'' de diamètre et qui a été Remplacé en juin 2005 par le DOG1 de 20'' de diamètre.
- Un gazoduc (GG1) pour le transport du Gaz naturel de 42'' de diamètre (HASSI R'MEL/ISSERS).

II.1. Définition :

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression (figure 6).

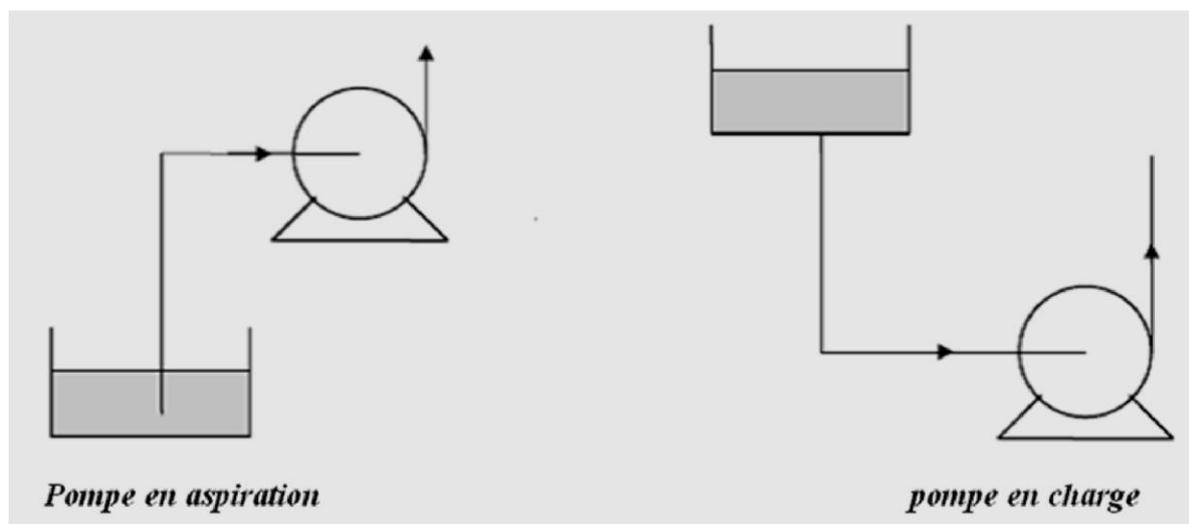


Figure 6 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,... etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

II.2. Types des pompes :

Suivant le mode de déplacement des liquides entre la région d'aspiration et de refoulement, on divise les pompes en deux grands groupes :

- 1- les pompes volumétriques.
- 2- les turbopompes.

II.3. Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques sont constituées d'un volume hermétiquement clos (corps de pompe) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile engendrant soit une dépression à l'aspiration, soit l'impulsion nécessaire au refoulement afin de vaincre la contre-pression régnant à l'aval de la pompe, soit enfin l'une et l'autre de ces fonctions et permettant ainsi le transfert d'un volume de liquide, de viscosité plus ou moins importante, depuis l'aspiration vers le refoulement. Le fluide véhiculé étant incompressible, ces pompes sont toujours équipées d'un dispositif de sécurité d'excès de pression associé.

Les pompes volumétriques caractérisées par une grande diversité d'emploi et une grande variété de réalisations technologiques. On se limitera ici, à la présentation de quelques types de ces deux grandes familles de machines tournantes :

- les pompes volumétriques alternatives.
- les pompes volumétriques rotatives.

II.3.1. Pompes volumétriques alternatives :

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston. Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes :

- le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.
- la déformation d'une membrane.

II.3.1.1. Pompes à membranes, ou à soufflets :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative (figure 7). Ces pompes sont utilisées sur les débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, pour des températures inférieures à 150 °C et des viscosités faibles.

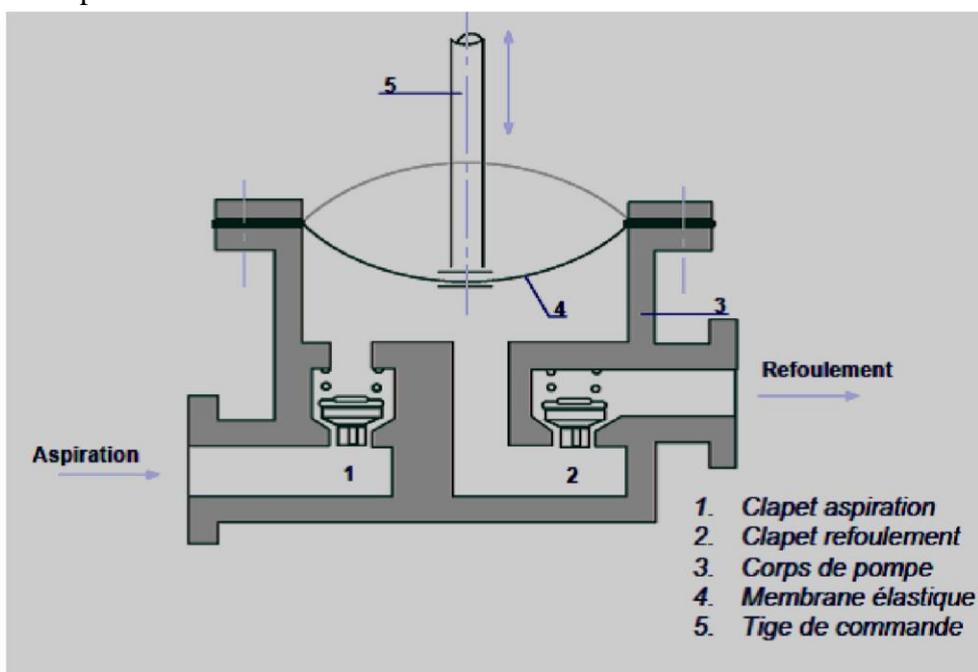


Figure 7: Pompe à membranes.

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Fonctionnement à sec sans dommage. -Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). -Bon rendement (90 %). 	<ul style="list-style-type: none"> -Débit limité. -Viscosités assez faibles. -Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston. -Pulsations importantes au refoulement. (système amortisseur indispensable).

Tableau 1 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes.

II.3.1.2. Pompes à piston :

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé : il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe (figure 8).

Ces pompes sont utilisées sur les moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et la pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

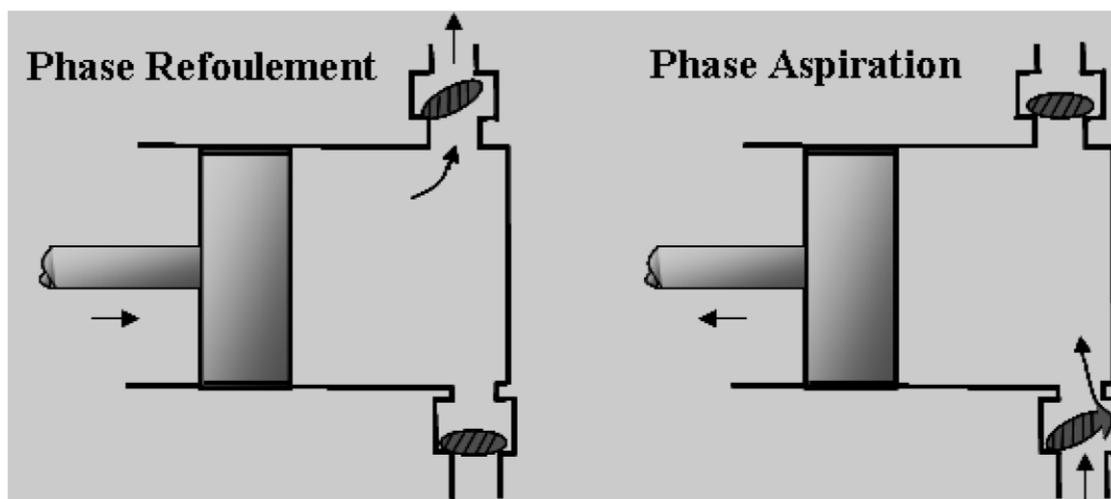


Figure 8 : Principe pompe à piston.

Il existe les pompes à piston simple effet (figure 9) et à double effet (figure 10).

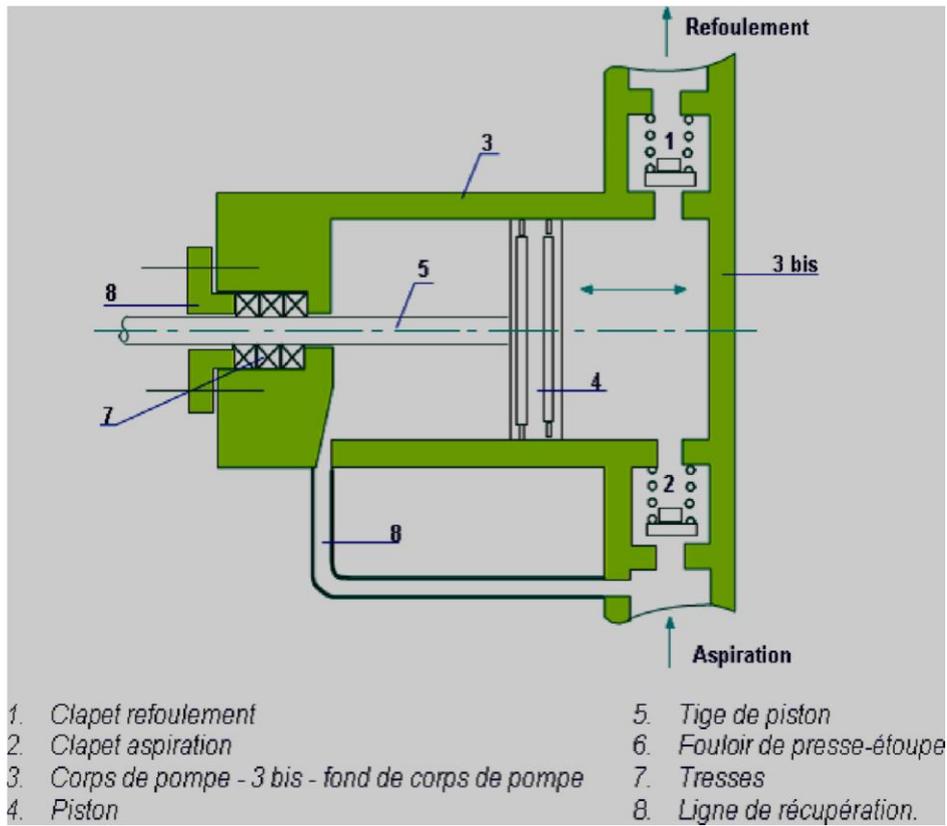


Figure 9 : Pompe à piston à simple effet.

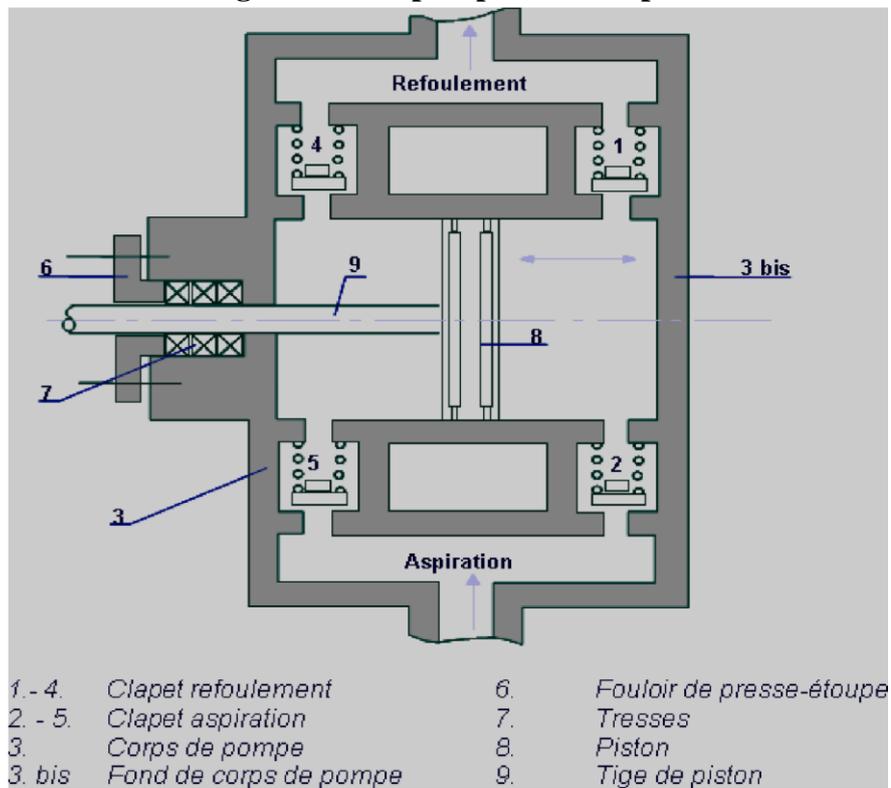


Figure 10 : Pompe à piston à double effet.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Bon rendement (> 90 %). - Pression au refoulement très importante. - débit réglable. 	<ul style="list-style-type: none"> -Débit limité. -Viscosités assez faibles. -Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si étanchéité parfaite entre le cylindre et le piston. -Pulsations importantes au refoulement.

Tableau 2 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.

II.3.2. Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, lobes, vis,...etc. (figure 11).

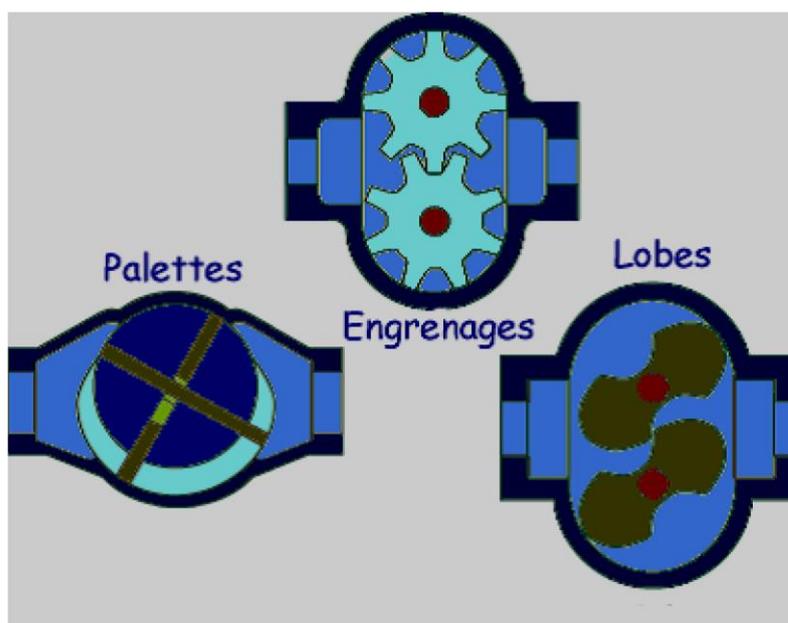


Figure 11 : Fonctionnement pompes volumétriques rotative.

II.3.2.1. Pompes à palettes :

II.3.2.1.1. Pompes à palettes libres :

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre (figure 12).

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

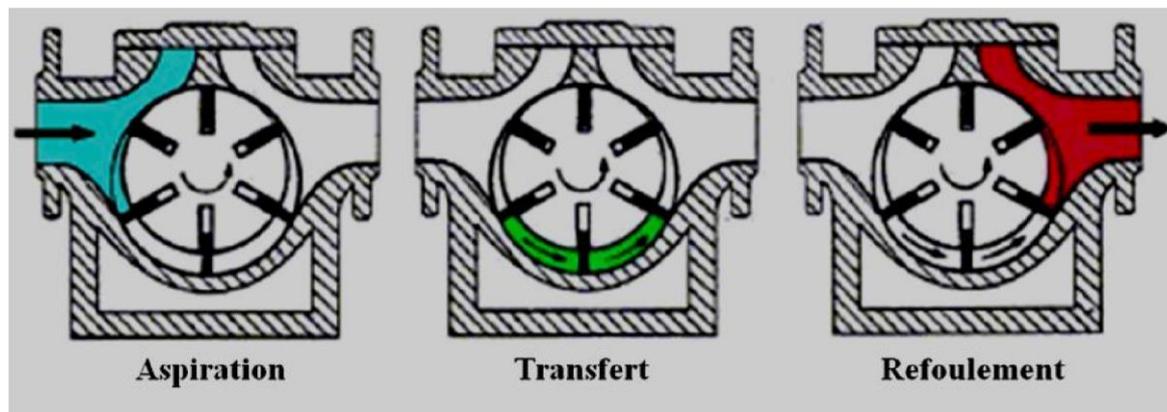


Figure 12 : Pompes à palettes libres.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Il n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsionnage du liquide pompé. -Le débit est régulier. -La pompe est réversible. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les palettes usent le corps par frottements. - Le pompage des fluides visqueux est difficile.

Tableau 3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres.

II.3.2.1.2. Pompes à palettes flexibles :

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide (figure 13). Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes.



Figure 13 : Pompes à palettes flexibles.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Pompage de produits moyennement abrasifs - ainsi que de particules solides molles. -Pas de brassage ni d'émulsion ni de laminage. - Pompe réversible. Débit régulier. Silencieuse. -Étanchéité par garniture mécanique. -Maintenance simple. 	<ul style="list-style-type: none"> -Petits débits. -Pressions de refoulement faibles. -Ne doit pas tourner à sec. -Le liquide doit être compatible avec le matériau impulsé.

Tableau 4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.

II.3.2.1.3. Pompes à palettes guidées :

Le principe est le suivant : un corps conchoïdal dans lequel tourne un tambour excentré, qui entraîne des palettes guidées. La tranche de la palette frôle le corps sans le toucher (figure 14). Si ces pompes sont légèrement plus complexes que les précédentes, elles ont néanmoins l'avantage de subir beaucoup moins d'usure au niveau des palettes et de pouvoir pomper des produits extrêmement visqueux.

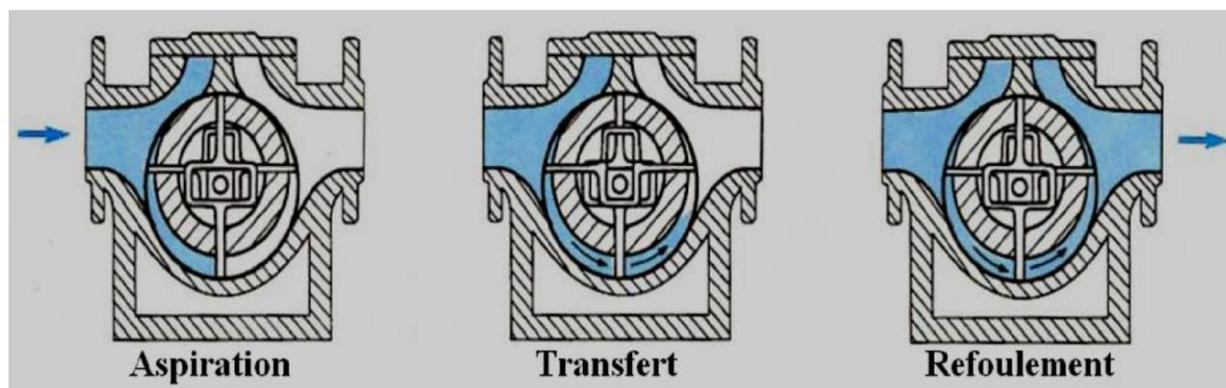


Figure 14 : Pompes à palettes guidées.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Pas de brassage ni de laminage ni d'émulsion. -Pas d'usure des palettes car pas de contact : pompe réversible. Un seul boîtier d'étanchéité. -Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. -Fort pouvoir d'aspiration. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuites internes avec produits très liquides. - Légères pulsations suivant la vitesse. - Pression d'utilisation limitée.

Tableau 5 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.

II.3.2.2. Pompes à engrenages :

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration (Asp.) et de refoulement (Réf.) tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe.

II.3.2.2.1. Pompes à engrenages extérieurs :

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (figure 15). Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars.

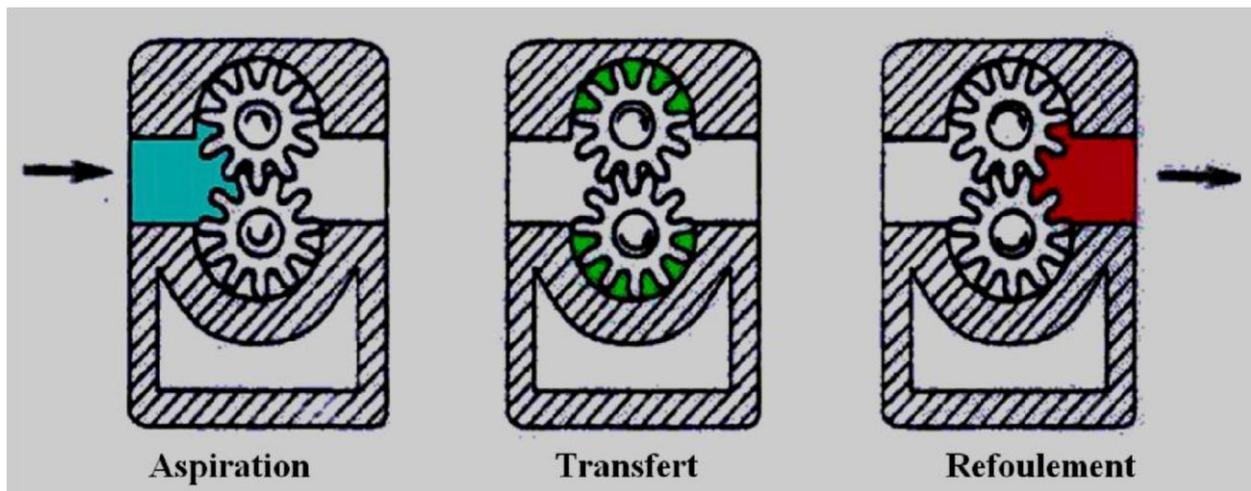


Figure 15 : Pompes à engrenages extérieurs. .

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Le débit est régulier. -La pompe est réversible. -La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme. -Pas de clapets nécessaires. 	<ul style="list-style-type: none"> -Les pièces d'usure sont nombreuses (coussinets, 2 ou 4 boîtiers d'étanchéité, etc.) - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. -Elles supportent mal les produits abrasifs qui ont pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

Tableau 6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs.

II.3.2.2.2. Pompes à engrenages intérieurs :

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages (figure 16). Ce principe permet de n'avoir qu'un seul boîtier d'étanchéité, mais le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre.

Comme pour la pompe à engrenages externes, le refoulement n'est pratiquement pas pulsatile (flux régulier) et est indépendant des conditions de variation de pression, laquelle peut atteindre 15 à 20 bars.

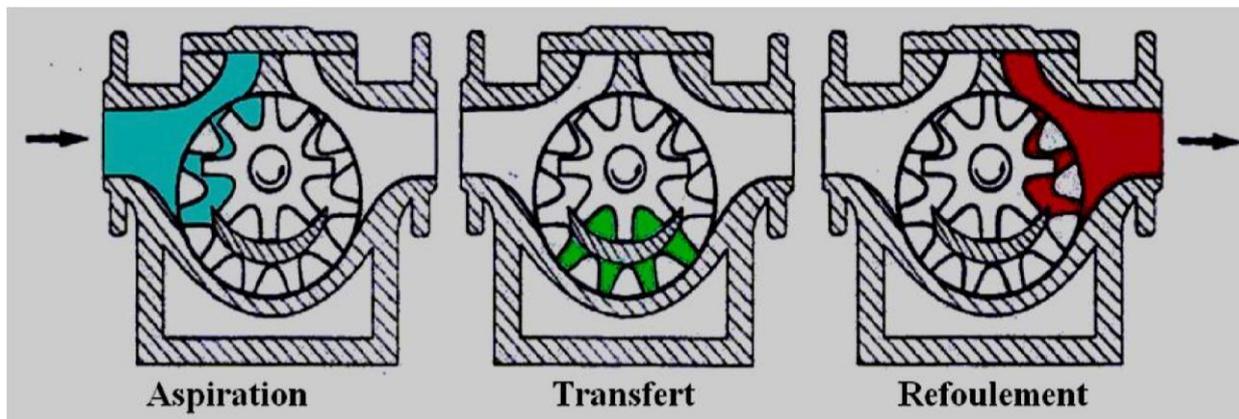


Figure 16 : Pompes à engrenages intérieurs.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> -Le débit est régulier. -La pompe est réversible. - Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire. - Bas <i>NPSH</i> requis 	<ul style="list-style-type: none"> -Pouvoir d'aspiration faible. -Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. -Le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre

Tableau 7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur.

II.3.2.3. Pompes à lobes :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage (figure 17). Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.

Ce type de pompe se nettoie facilement, c'est pourquoi il est très utilisé dans l'industrie alimentaire. Le débit peut atteindre 400 m³/h pour les plus gros modèles, la pression au refoulement est de l'ordre de quelques bars et la viscosité quelques dizaines de milliers de [cSt].

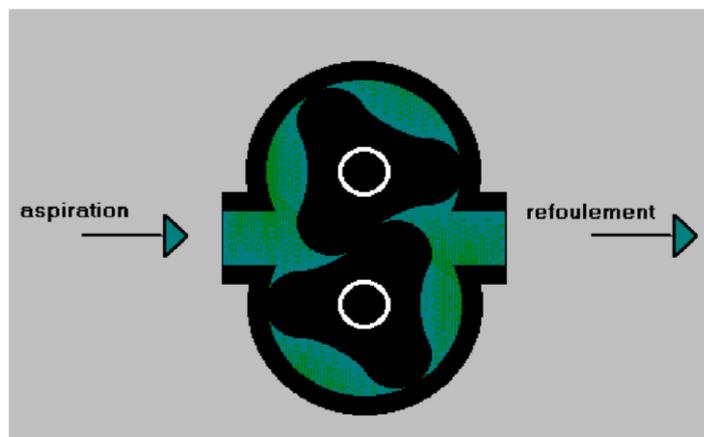


Figure 17 : Pompes à lobes.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de contact entre les lobes. - Pompe réversible. Facile à nettoyer. - Possibilité d'adjoindre un by-pass. - Pompage de produits chargés ou abrasifs. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite des engrenages d'entraînement extérieurs. - Encombrement assez important. - Nécessite deux boîtiers d'étanchéité. - Impose un suivi de maintenance régulier.

Tableau 8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes.

II.3.2.4. Pompes à vis :

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs (figure 18). Ces pompes peuvent tourner vite de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides.

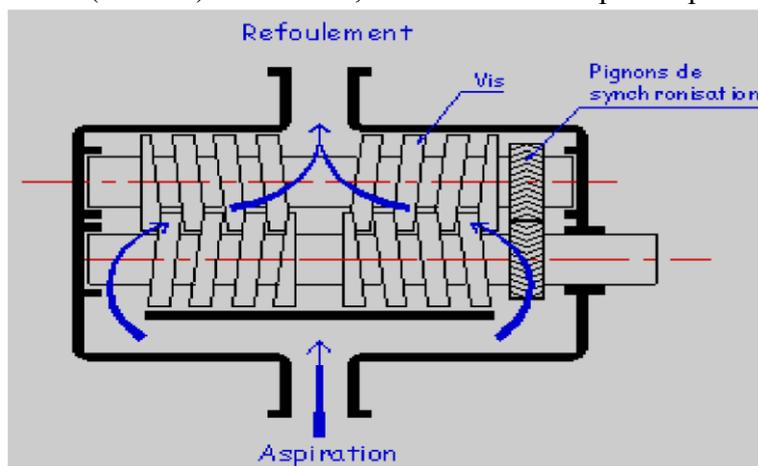


Figure 18 : Pompes à vis (cas à 2 vis).

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe est silencieuse. 	<ul style="list-style-type: none"> - Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme.

Tableau 9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis.

I.3.2.5. Pompes péristaltiques :

Son principe de fonctionnement est plutôt simple : un tuyau souple est écrasé par des galets, le fluide est alors repoussé sans turbulence, ni cisaillement (figure 19). Il n'y a pas non plus de contact entre le fluide et les pompes mécaniques. Son débit est limité à des valeurs de l'ordre de 60 à 80 m³/h. Par contre, le rendement est de 100 % et elle est la pompe doseuse par excellence.

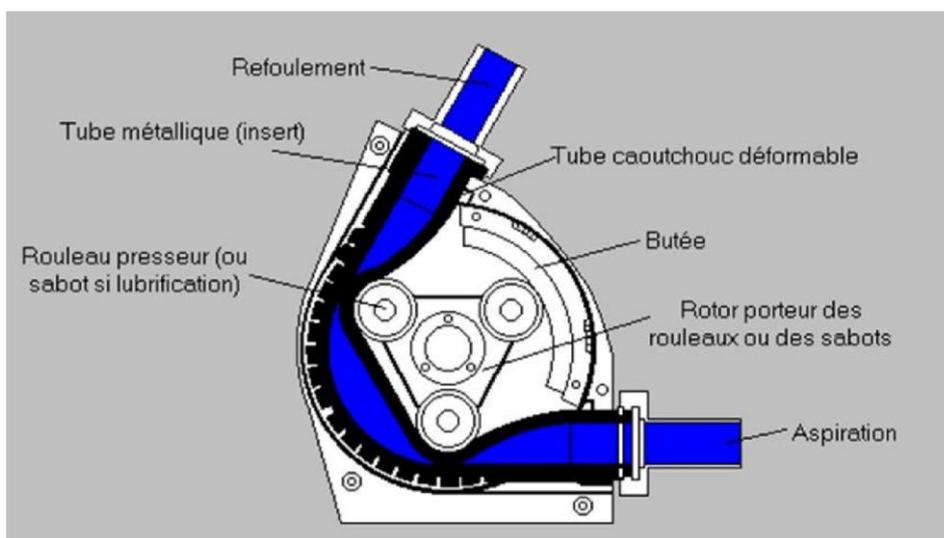


Figure 19 : Pompes péristaltiques.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits chargés et abrasifs. - Fonctionnement à sec possible. - Silencieuse, auto-amorçante. 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Refoulement très saccadé. - Température d'utilisation assez faible. - Maintenance préventive : risque rupture du tube

Tableau 10 : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques.

II.4. Les turbopompes :

Les pompes hydrodynamiques sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide.

La différence entre les pompes centrifuge hélico-centrifuge et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide.

- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide, cf. ci-après), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération** : la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation.
Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.
- **Refoulement** : dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression.

II.4.1. Classification les turbopompes :

II.4.1.1. Selon la trajectoire du fluide :

- A écoulement radial : (pompes centrifuges) (figure 20.a).
- A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges) (figure 20.b).
- A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices) (figure 20.c).

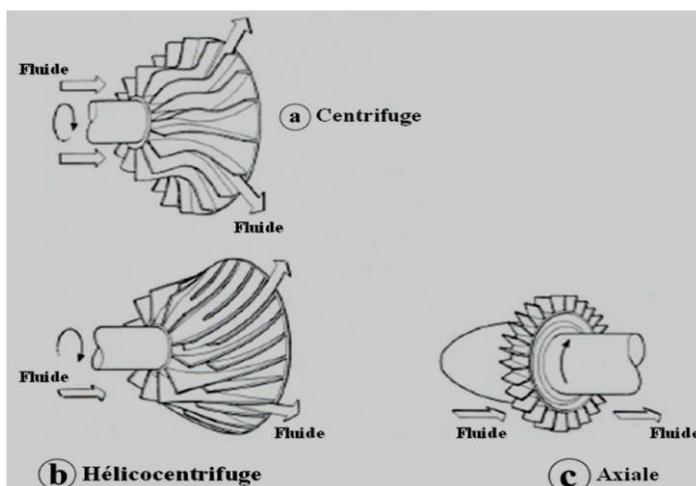


Figure 20 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.

II.4.1.2. Selon le nombre d'étages :

- a) monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.
- b) multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

II.4.1.3. Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- a) pompe verticale.
- b) pompe horizontal.

II.4.2. Les avantages et les inconvénients des turbopompes :

- ❖ Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses :
 - à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
 - leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques »
 - elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
 - leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
 - en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...etc.
- ❖ Du côté des inconvénients :
 - impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
 - production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar)
 - elles ne sont pas auto-amorçantes.
 - à l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir....).

Remarque :

Les domaines d'utilisation de ces deux grandes catégories sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

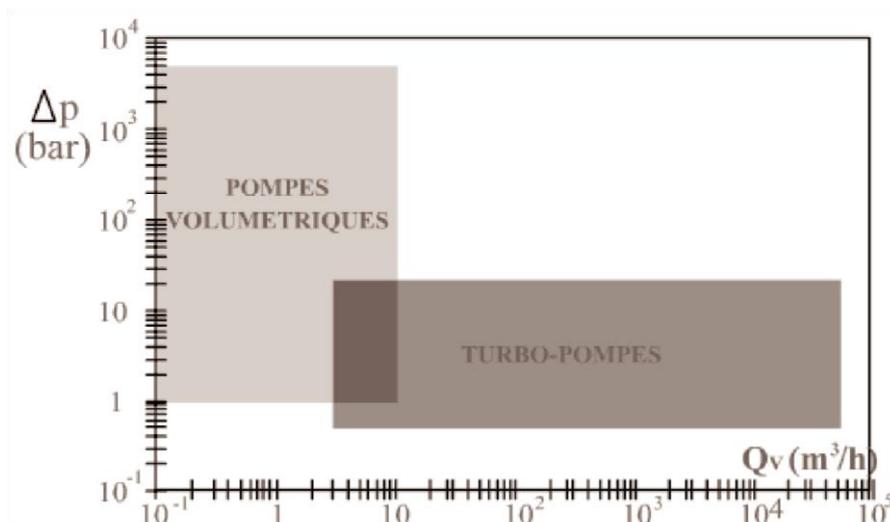


Tableau 11 : Domaine d'utilisation des pompes volumétriques et turbopompes.

II.5. Pompe centrifuge :

1.5.1. Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques. Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant :

- 1) Distributeur : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulser, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaire.
- 2) L'impulseurs (rotor) : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur.

L'impulser se compose de le moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure), et les flasques.

- 3) Le récupérateur (l'enveloppe) : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et la canalisé vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée.

Le récupérateur se compose en général de deux (2) parties :

- Le diffuseur : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.
- La volute : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe.

II.5.2.Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur.

II.5.3.Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

II.5.3.1. Les courbes rassemblées par le constructeur :

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques de la pompe ; dans le même graphique on trouve les courbes suivant :

$$\eta_g = F(Q_v) \quad [H = F(Q_v) \quad P = F(Q_v) \quad NPSH_{\text{requis}} = F(Q_v)]$$

H : hauteur manométrique d'une pompe. **η_g** : rendement globale de la pompe.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique de la pompe.

NPSH requis : charge nette absolue à l'aspiration.

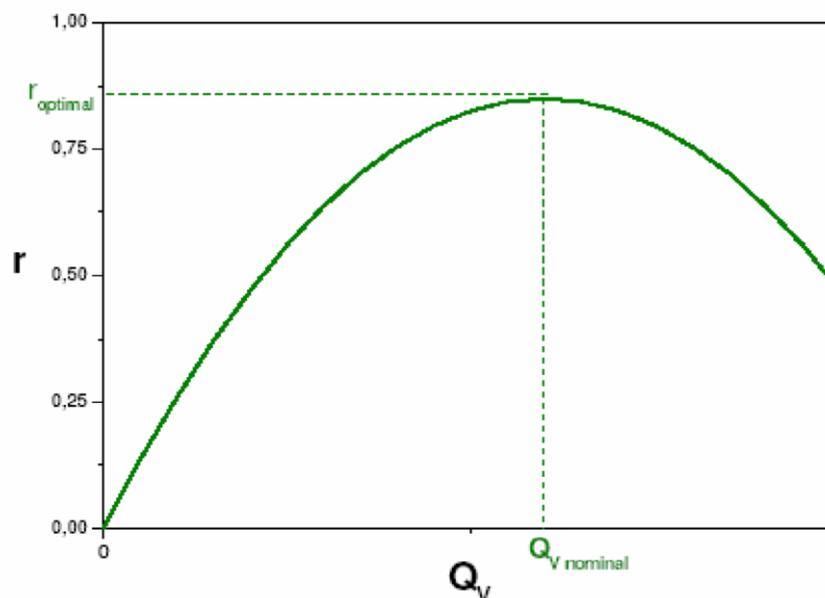


Figure 21 : Rendement en fonction du débit d'une pompe.

II.5.3.2. Principales caractéristiques d'une pompe :

- **Puissance :**

Puissance utile (P_u) : travail réalisé par la pompe :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot HMT \quad [W] \dots\dots\dots [1]$$

Avec : ρ : la masse volumique de fluide [Kg/m^3].

g : la gravité [m/s^2 ou N/Kg]

Q : débit volumique [m^3/s]

HMT : hauteur manométrique d'une pompe [m] .

Puissance absorbée (P_a) : fournie sur l'axe de la pompe (moteur asynchrone, par exemple)

$$P_a = C \cdot \omega = C \cdot \frac{n2\pi}{60} [W] \dots\dots\dots [2]$$

Avec :

C : couple moteur [N.m]

ω : vitesse de rotation [rad/s] : vitesse de rotation [tr/min].

▪ **Rendement (η) :**

Rendement globale de la pompe η_g : $\eta_g = \frac{P_u}{P_a} \dots\dots\dots [3]$

▪ **NPSH_{requis}** : dépend de la vitesse de la pompe ; elle est donnée par le constructeur en [Pa].

▪ **Hauteur manométrique ou hauteur d'élévation d'une pompe (HMT) :**

Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement (augmentation de pression que la pompe peut communiquer au fluide).

La grandeur HMT représente la hauteur de liquide qui pourra être obtenue dans la tuyauterie de refoulement par rapport au niveau du liquide à l'aspiration.

Si on considère que P_a est la pression lue (en bar absolu) à l'aspiration de la pompe et P_r celle au refoulement, la HMT de la pompe est de manière simplifiée définie par :

$$HMT = (P_r - P_a) / \rho g \quad [m] \dots\dots\dots [4]$$

Avec : p_a : pression d'aspiration [Pa]

p_r : pression de refoulement [Pa]

▪ **Nombre de tours spécifiques n_s :**

Le nombre de tour spécifique notée n_s s'exprime par la relation suivant :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q_v}}{H^{3/4}} \quad [tr/min] \dots\dots\dots [5]$$

Avec : n : vitesse de rotation [tr/min].

Q_v : débit volumique [m³/s].

H : hauteur manométrique [m].

Si $20 < n_s < 100$ tr/min c'est une pompe centrifuge

II.5.3.3. Point de fonctionnement :

On obtient le point de fonctionnement de la pompe par intersection de la courbe caractéristique de l'installation hydraulique avec la courbe des HMT en fonction des débits de la pompe (figure 22)

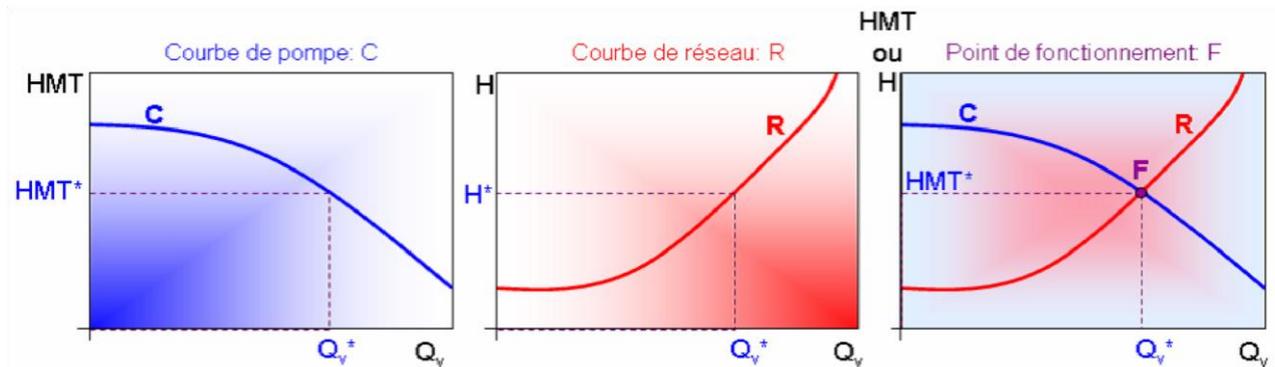
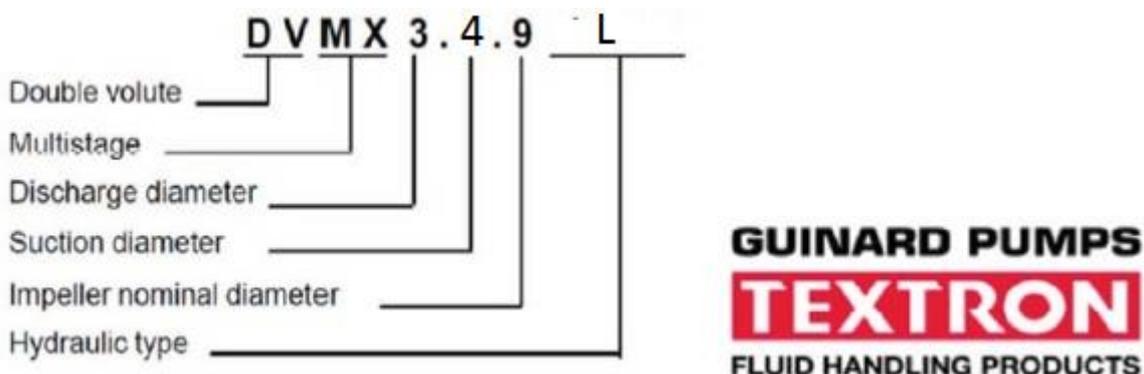


Figure 22 : Point de fonctionnement d'une pompe.

III-1-La pompe d'expédition DVMX :

La pompe centrifuge GUINARD de type 3×4×9L montée avec huit impulseurs, est une machine qui est destinée à véhiculer le brut se trouvant à une température de 30°C avec une pression de 70 bars, afin d'assurer l'expédition du brut.

➤ Désignation :



III-2-Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement des pompes centrifuges est basé sur la force centrifuge qui s'exerce toujours sur un corps en mouvement circulaire, et elle a tendance à faire sortir le corps de son orbite circulaire.

Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur qui tourne, d'où il sera propulsé radialement vers l'extérieur par la force centrifuge.

Au niveau de l'impulseur la vitesse de fluide augmente puis cette vitesse est convertie en pression, par réduction de cette vitesse au niveau de diffuseur.

III-3-Description de la pompe DVMX :

1) Corps de la pompe :

Le corps de la pompe centrifuge multi-étages est en deux parties à plan de joint horizontal dans l'axe. Les deux demi-corps sont assemblés par goujons.

Les volutes sont à double becs, opposés diamétralement pour assurer l'équilibrage radial.

Le schéma de la pompe DVMX en coupe longitudinale est donné dans la figure III-6.

a)-Demi- corps inférieur

Comporter :

- Les tubulures d'aspiration et de refoulement avec bossages taraudés pour prise de pression. Pour raccordement aux tuyauteries extérieures, les tubulures d'aspiration et de refoulement sont terminés par des brides.
- Des canaux de liaison inter-étages.
- De purge taraudée pour vidange

- Un berceau formant cuvette avec bride, en prolongement du demi-corps et de chaque coté supporte les corps de paliers.
- Ces cuvettes reçoivent les fuites accidentelles des garnitures qui peuvent être récupérées par un orifice prévu à cet effet à leur partie inférieure.
- Une tuyauterie de by-pass pour l'équilibrage des garnitures.

b) Demi-corps supérieur :

Comporte :

- Des canaux de liaison inter-étages.
- Des événements taraudés pour purge d'air.
- Des œillets pour levage.

c) Equipement du corps de pompe

Le corps de pompe est équipé :

- De bague d'usure arrêtée en rotation par ergots.
- D'une bague entre 1^{er} et 2^{ème} étage arrêtée en rotation également par ergots.
- D'un coussinet d'étanchéité central en deux parties arrêtée en rotation par un point fixe.
- Le corps de pompe rend appui sur son socle par l'intermédiaire de 4 patins latéraux venant de fonderie avec les berceaux du demi-corps inférieur.

2) Mobile de la pompe :

Le mobile de la pompe comporte :

- Un arbre de pompe cylindrique de diamètre constant sous les roues.
- Des roues placées en opposition et correspondant aux canaux d'aspiration et volutes du corps.
- Les entretoises des roues.
- Une chemise centrale d'étanchéité.
- Une chemise d'équilibrage cote butée.
- Une bague entretoise.

- Des chemises d'arbre pour garnitures à tresses ou mécaniques.
- Des paliers.
- Le demi-manchon d'accouplement pompe-moteur.
- L'écrou blocage de roue.
- Bague d'arrêt de la chemise d'équilibrage (bague en deux parties).

3) Roue :

C'est l'élément principale de la pompe, c'est une couronne composée de deux flasques parallèles dans l'écartement correspond à la largeur de la roue relier entre eux par des ailettes. Dans notre pompe on a huit roues identiques, elles sont munies de bagues d'usure interchangeable, sont soigneusement équilibrées après usinage, Les roues sont montées sur l'arbre avec entretoises et bloqué par l'écrou. La roue est en acier de nuance (Z6 CND 18- 12 M).

4) Arbre :

Le rotor se compose de deux disques (flasques) dont l'un par l'intermédiaire d'un moyeu est callé sur un arbre et l'autre qui possède un orifice central destinée à laisser entrer le liquide est fixé au premier par l'intermédiaire des aubes.

L'arbre de la pompe est fabriqué d'une façon d'assurer un minimum de flèche et de vibration et aussi dans le but de prolonger au maximum sa durée de vie, il est en acier faiblement allié de nuance (42CD4), l'arbre de pompe est supporté et guidé par deux paliers.

5) Boîte à garnitures :

Sont du type extra long permettant de loger :

- Soit des garnitures à tresses.
- Soit des garnitures mécaniques simples ou doubles.

Ces boîtes peuvent être refroidies à l'eau si besoin est.

Une bague lanterne, intercalée entre les tresses, assure éventuellement l'arrosage et le refroidissement interne des garnitures par liquide froid (flushing oil). La bride presse – étoupe est conçue pour assurer un refroidissement extérieur par eau de la garniture et de la chemise d'arbre.

6) Paliers :

Le mobile est supporté, à extrémité, par des paliers prévus avec chambre de refroidissement par eau. Cette chambre circulaire, éloignée des roulements est de conception telle qu'aucune déformation par différence de dilatation thermique, ne vienne fausser l'alignement du mobile : réalisé au montage.

- ❖ Un palier coté accouplement avec roulement à billes du type 6000
- ❖ Un palier de butée deux roulements à billes à contact oblique du type 7300.

Le graissage des paliers est prévu à l'huile avec anneau de graissage en version standard.

Un graisseur à niveau visible, sur chaque palier, maintient constant le niveau d'huile.
Le réglage du mobile en latérale est obtenu à l'aide d'une bague support anneau de graissage
Il est prudent de charger l'huile des paliers après les 50 premières heures de marche.

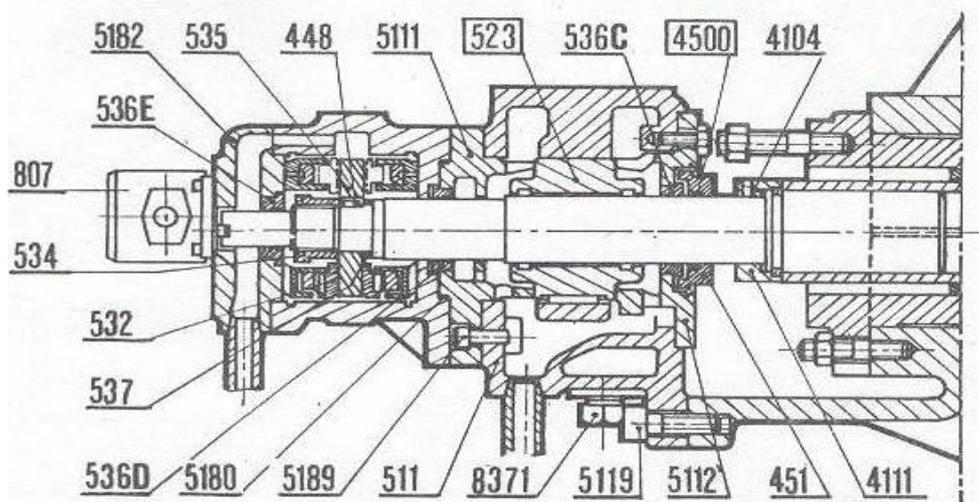


Figure 23 : Paliers lisses

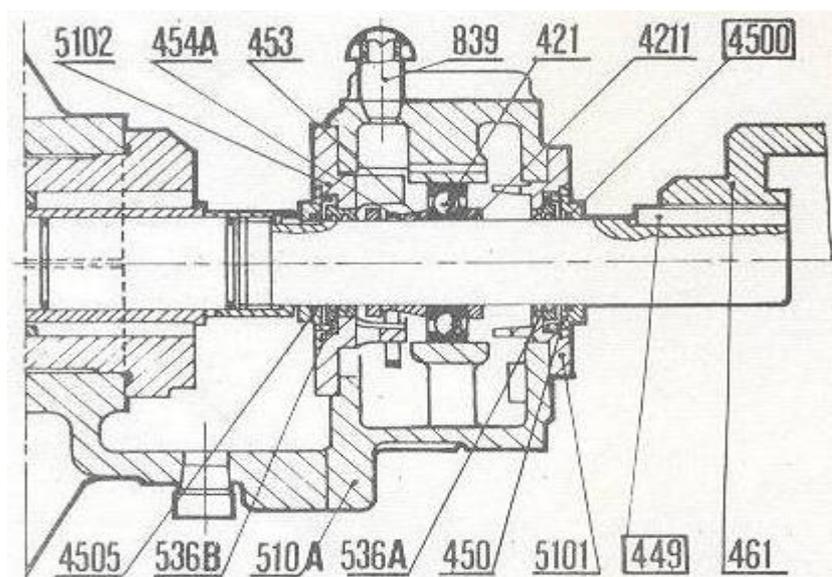


Figure 24 : Palier billes-butée billes

REP. ITEM	DESIGNATION	REP. ITEM	DESIGNATION	REP. ITEM	DESIGNATION
4104	Bague d'arrêt de chemise Retaining ring split	461	Demi accouplement côté pompe Coupling half pump side	522	Coussinet côté, commande Bushing, drive side
4111	Bague d'appui Backing ring	510	Palier côté commande Bearing housing, drive side	523	Coussinet, opposé à la commande Bushing, opposite drive side
421	Roulement radial côté Cde Radial ball bearing drive side	510 A	Palier côté commande Bearing housing, drive side	532	Patin de butée Thrust pad
4211	Bague d'arrêt pour 421 Retaining ring for (421)	5101	Couvercle extérieur, côté Cde External cover, drive side	534	Écrou de blocage du disque Plate nut
422	Roulements axiaux, côté libre Thrust ball bearing	5102	Couvercle intérieur, côté Cde Internal cover, drive side	535	Disque de butée Thrust plate
4221	Bague d'arrêt pour (422) Retaining ring for (422)	511	Palier opposé à la commande Bearing housing, opposite drive side	536 A	Bague d'étanchéité de palier Bearing bushing
4228	Frein d'écrou de roulement Bearing nut locking washer	511 A	Palier opposé à la commande Bearing housing, opposite drive side	536 B	Bague d'étanchéité de palier Bearing bushing
4229	Écrou de blocage de roulement Bearing nut	5111	Couvercle extérieur opposé à la Cde External cover opposite drive side	536 C	Bague d'étanchéité de palier Bearing bushing
448	Clavette pour (535) Key for (535)	5112	Couvercle intérieur opposé à la Cde Internal cover opposite drive side	536 D	Bague d'étanchéité de palier Bearing bushing
449	Clavette d'accouplement Coupling key	5116	Fixation du couvercle de palier Cover locking screw	536 E	Bague d'étanchéité de palier Bearing bushing
450	Déflexeur extérieur, côté Cde External thrower drive side	5119	Vis de fixation de palier Bearing locking screw	537	Bague de réglage disque butée Regulating ring, thrust plate
4500	Joint pour (450) Gasket for (450)	514	Palier de roulement butée Thrust and radial bearing carrier	807	Pompe de lubrification Lubrication pump
4505	Déflexeur intérieur, côté Cde Internal thrower, drive side	5141	Couvercle arrière de palier Back cover of bearing housing	8331	Bouchon de vidange Drain plug
451	Déflexeur opposé à la commande Thrower opposite drive side	5149	Fixation couvercle arrière Back cover fastening	8371	Bouchon du circuit de refroidissement Cooling water connection plug
4510	Joint pour (451) Gasket for (451)	518	Palier de butée Thrust bearing housing	838	Bouchon de prise tachymètre Tachometer connection plug
452	Bague de graissage opposé à la commande Ring oiler opposite drive side	5180	Joint pour (518) Gasket for (518)	839	Reniflard Snifter valve
453	Bague de graissage côté Cde Ring oiler drive side	5182	Couvercle arrière, côté butée Back cover, thrust bearing housing	858	Ventilateur Fan
454 A	Anneau de graissage côté Cde Ring oiler drive side	5188	Tube de niveau Level pipe	8580	Enveloppe de ventilateur Fan sleeve
454 B	Anneau de graissage opposé à la Cde Ring oiler opposite drive side	5189	Fixation pour (518) Fastening for (518)		
4549	Butée anneau de graissage Thrust screw for ring oiler	521	Coussinet, côté commande Bushing, drive side		

Tableau 12 : nomenclature des paliers

Protection des paliers :

Des déflexeurs à chicane (rep.450-451-4505) empêchent l'entrée d'eau dans les paliers due en particuliers. Aux fuites accidentelles des garnitures.

7) Garnitures mécaniques :

Garnitures rotatives destinées à des services industriels poussés et continus pour lesquels les problèmes d'étanchéité sont primordiaux. Suivant les cas, elles peuvent résister à de fortes pressions atteignant 70 bars à des températures comprises entre 0°C et 250°C, si la pompe est en marche il y aura un mouvement relatif entre les deux bagues.

Pour régler le problème de frottement et de l'usure la surface de bague tournante est fabriquée en acier tandis que la surface de la bague fixe est fabriquée en carbone. La surface de contact entre les deux bagues est assurée par la pression d'un ressort qui est fixé sur l'axe.

Pour éviter l'usure de l'arbre une chemise de garniture est montée sur l'arbre pour le protéger, elle supporte les deux bagues et le ressort.

Pour ne pas avoir de fuite liquide entre la bague d'étanchéité rotative et la chemise de garniture. Ainsi qu'entre la bague d'étanchéité fixe et couvercle de garniture de deux joints sont conçus pour étancher ces fuites.

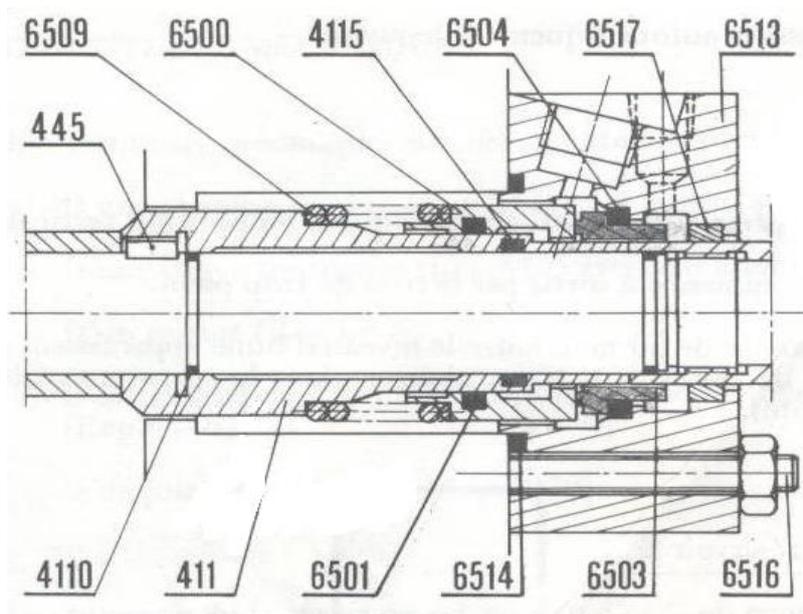


Figure 25 : Garnitures mécaniques Flexibox

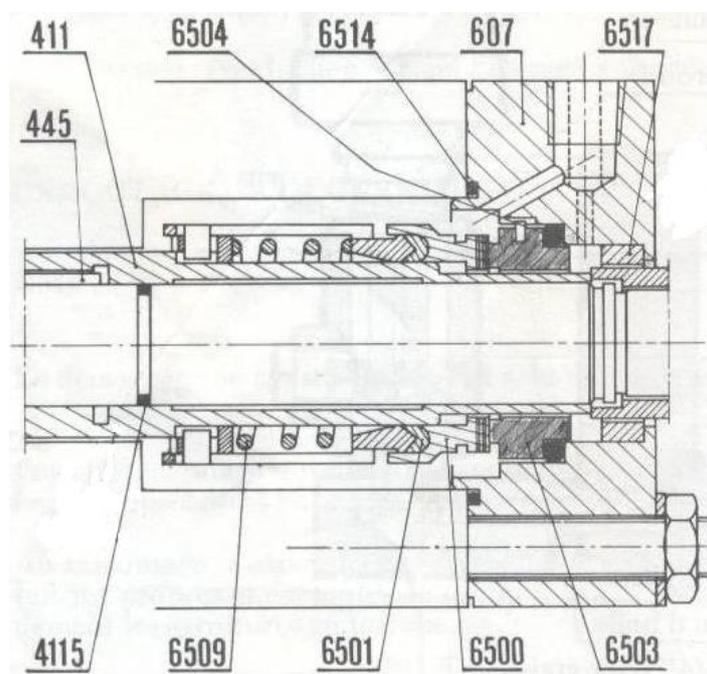


Figure 26 : Garniture mécanique Borgue-warner

L'étanchéité est obtenue par un contact intime entre les faces opposées des deux grains. Le grain fixe est maintenu flottant dans le chapeau de la garniture, tandis que le grain mobile

tourne avec l'arbre. Comme les faces de fonction sont d'une planéité rigoureuse, la fuite du produit est impossible.

A- Le grain mobile (coupelle) :

Un joint torique souple évite efficacement la fuite entre la coupelle et l'arbre tandis qu'il permet suffisamment de souplesse pour maintenir un contact intime de la face avec le grain fixe. Le joint compense également de désalignement, les sauts, la dilatation thermique et les vibrations de l'arbre. Celui-ci doit être poli et sans défauts.

B- le grain fixe :

Il est généralement fait d'un carbone imprégné de matériaux spéciaux ou bien de même matériaux que la coupelle, et monté souple par un second joint torique. Celui-ci évite la fuite entre le grain fixe et le chapeau, et en même temps sert d'amortisseur au grain pour lui permettre d'absorbé un certain degré de désalignement.

C- Le ressort :

La pression entre les deux faces est fournie par le ressort. Le ressort peut être soit enroulé à droite, soit à gauche. Le sens de rotation de l'arbre détermine le sens d'enroulement du ressort de telle sorte que lors du fonctionnement, les spires du ressort tendent à se resserrer pour maintenir le contact entre le grain fixe et le grain mobile.

D- Chapeau de garniture mécanique :

Le chapeau est fixé par quatre vis centrées, dans l'alésage de la boîte à garniture .Ce chapeau est pourvu d'orifices permettant :

- De relier l'enceinte de la garniture à source de pression afin d'assurer une circulation au droite des faces de friction.
- D'assurer, éventuellement un balayage à l'arrière de la garniture ainsi que sont vidange.

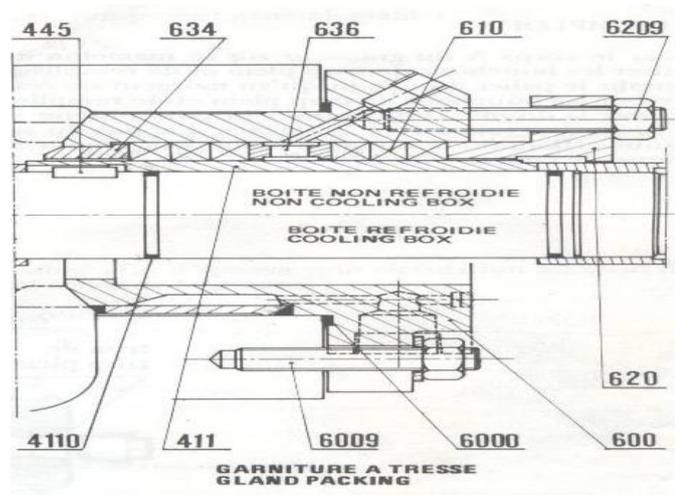


Figure 27 : Garniture à tresse

REP. ITEM	DESIGNATION	REP. ITEM	DESIGNATION	REP. ITEM	DESIGNATION
411	Chemise d'arbre Sleeve bearing	610	Tresse Gland bearing	6504	Joint pour (6503) Gasket for (6503)
4110	Joint pour (411) Gasket for (411)	620	Presse étoupe Stuffing gland	6509	Ressort Spring
4115	Joint pour (411) Gasket for (411)	6209	Fixation pour (620) Fastening for (620)	6513	Chapeau Seal plate
445	Clavette pour (411) Key for (411)	634	Grain de fond Stuffing box bushing	6514	Joint pour (6513) Gasket for (6513)
600	Boîte à garniture Stuffing box	636	Lanterne d'arrosage Lantern ring	6516	Fixation pour (6513) Fastening for (6513)
6000	Joint pour (600) Gasket for (600)	6500	Coupelle Rotary seal ring	6517	Douille de chapeau Seal plate
6009	Fixation pour (600) Gasket fastening for (600)	6501	Joint pour (6500) Gasket for (6500)		
607	Couvercle Cover	6503	Grain fixe Stationary seal ring		

Tableau 13 : nomenclature des garnitures mécaniques

8) Le système de refroidissement :

Notre pompe est refroidie par le système By-pass ou bien à l'aide d'une conduite de dérivation une conduite entre la partie de refoulement de la pompe et la boîte de garniture mécanique, permet l'entrée du fluide refroidissant l'intérieur de la boîte, la sortie du refroidissement se fera de nouveau vers l'enveloppe, il n'y a pas donc de joint entre l'enveloppe et la boîte à garniture.

Le fluide refroidissant est donc le brut (le même que celui qui a été pompé par la pompe) et pour ne pas endommager la surface de contact entre les deux bagues d'étanchéité, le refroidissant passe par un filtre cyclone (centrifugeuses) pour le filtre et empêcher les particules solides à entrer dans la boîte d'étanchéité mécanique.

III-4- Caractéristiques de la pompe :

Les pompes centrifuges en général sont faites pour fonctionner sous une gamme de conditions comme le débit de refoulement, vitesse de rotation, rendement.

Il est essentiel qu'on sache le comportement de la pompe sous différentes conditions.

C'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbe nommées courbes caractéristiques.

Les courbes caractéristiques les plus importantes sont celles en fonction du débit et sont représentées dans la courbe de la figure 28.

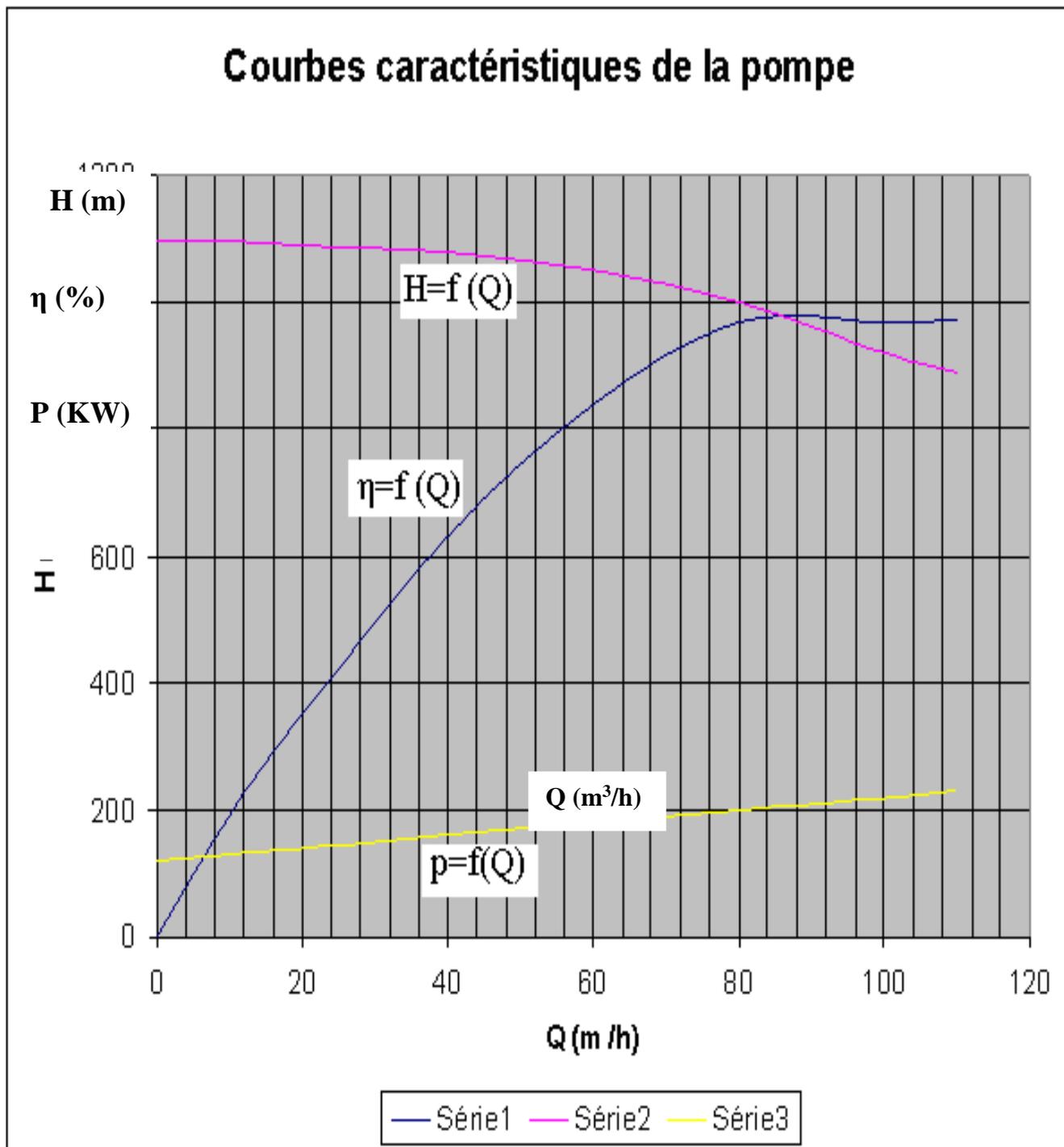


Figure 28 : courbe caractéristique de la pompe DVMX

Série 1 : La Hauteur en (m).

Série 2 : Rendement en (%).

Série 3 : Puissance en (KW).

1) La hauteur manométrique en fonction de débit :

La courbe (Série 2) représente la performance pour une vitesse de rotation constante égale 2950 tr/min.

C'est une courbe parabolique, pour une certaine vitesse de rotation, la hauteur manométrique augmente très légèrement avec le débit, mais desquelles dépasse une limite elle commence à diminuer tandis que le débit continue d'augmenter.

2) La puissance absorbée en fonction du débit :

Comme on remarque sur la courbe caractéristiques la relation entre le débit et la puissance pour une certaine vitesse de rotation (2950 tr/min) est une relation de former parabolique logiquement pour augmenter le débit d'une pompe, on doit augmenter la puissance nécessaire qui se stabilise en une valeur maximale tandis que le débit continue a augmenté.

3) Le rendement en fonction du débit :

La relation est une courbe parabolique tel que le montre la courbe, on voit que pour une certaine vitesse de rotation et un certain débit le rendement atteint sa valeur maximale, si le débit augmente ou bien diminue, le rendement va diminué.

On peut dire que pour obtenir un rendement maximum, la pompe doit tourner avec une vitesse de rotation égale à 2950 tr/min il y a seulement un seul débit possible.

III-5- Solution apporté aux problèmes posés :

1) Equilibrage de la poussée axiale :

Pour équilibrer la poussé axiale, il existe plusieurs dispositifs. Pour une pompe multicellulaire, on procède généralement à un équilibrage hydraulique de la poussée soit roue par roue, soit par un piston d'équilibrage global, situé en aval du dernier étage de la pompe.

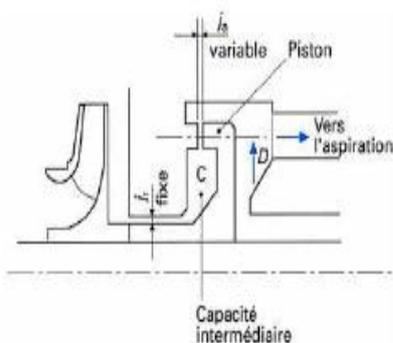


Figure 29 : Piston automatique

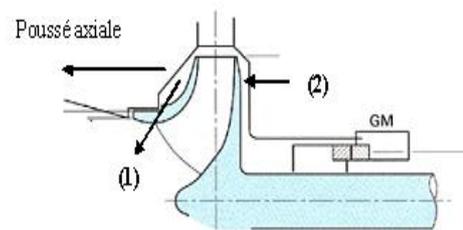


Figure 30 : Sens de la poussée

Pour notre pompe le constructeur à utiliser l'équilibrage hydraulique roue par roue, les roues sont placées de manière symétrique opposée, comme l'indique la figure 31.

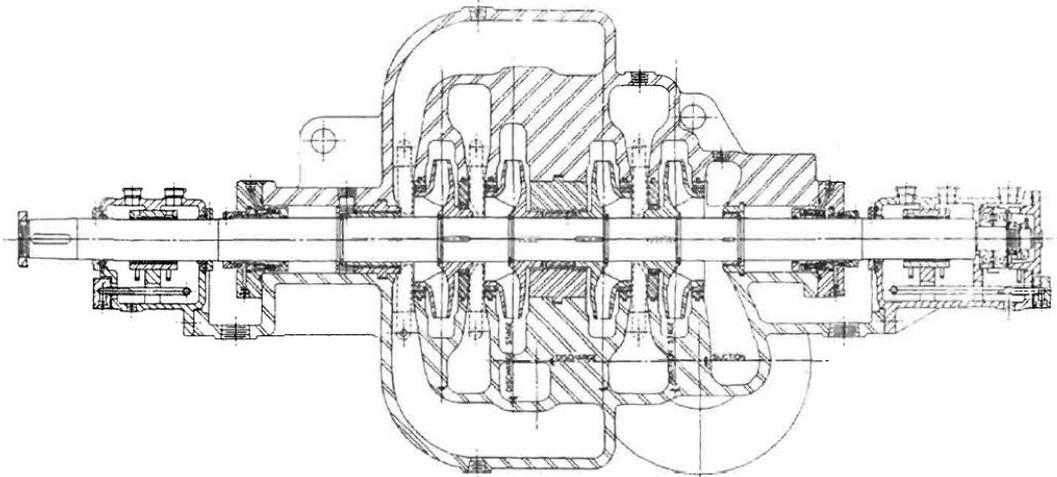


Figure 31 : Equilibrage hydraulique roue par roue

Le liquide se déplace d'une étape à la prochaine étape doit être transféré au moyen d'un passage de croisement. La limite de « croisement » se rapporte au canal menant à partir de la gorge volute d'une étape à l'aspiration du prochain. Des croisements menant à partir d'une étape au prochaine normalement désigné sous le nom des croisements « courts » et sont semblables à canaux de retour dans des pompes de diffuseur. Celles-ci sont normalement conçues dans la partie droite ou les configurations de partie gauche, dépendant de l'arrangement d'étape, les croisements qui mènent à partir d'une extrémité de la pompe à l'autre ou à partir du centre de la pompe à l'extrémité désigné normalement sous le nom des « longs » croisements. L'arrangement utilisé par notre fabricant est représenté sur la (Figure 32), c'est l'arrangement le plus populaire pour à plusieurs étages horizontalement dédoublé des pompes.

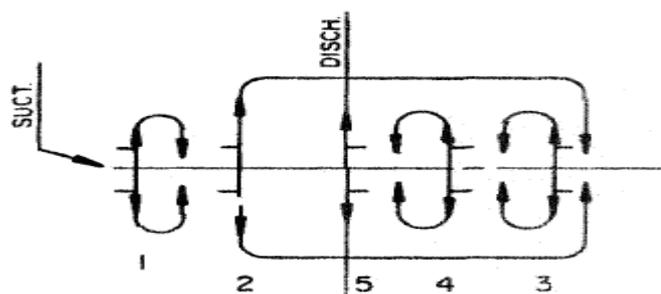


Figure 32 : L'arrangement des roues

2) Solutions apportées au problème de cavitation :

On cite quelques mesures que doit observer un utilisateur pour éviter la cavitation dans la pompe.

a- On augmente la pression à l'entrée de l'aspiration, avec installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster).

b- Choisir un matériau qui résiste mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier à 13% de chrome, acier inoxydable.

A l'unité de stockage d'Edyen on adapte la solution de démarrer la pompe à vanne de refoulement fermé, avec l'utilisation d'un compresseur d'air et une vanne pneumatique, cette dernière est reliée à la pompe par une conduite.

L'air comprimé provenant du compresseur exerce une force sur le clapet de la vanne pneumatique. A cet effet la pompe doit atteindre une pression supérieure que celle du compresseur pour ouvrir la vanne et dégager tout l'air emprisonné dans la pompe.

IV.1. Calcul hydraulique :

Le but de ce calcul est la vérification des dimensions de la roue de la pompe par une méthode de calcul approximative. Donc, dans ce paragraphe, on abordera le calcul des paramètres principaux nécessaires à la réalisation d'une roue à partir des conditions de service où devrait évoluer notre pompe.

Données :

- 1) Débit volumétrique $Q = 74,7 \text{ m}^3/\text{h}$
- 2) Hauteur manométrique $H = 536 \text{ m}$
- 3) Vitesse de rotation $n = 2950 \text{ tr / min}$
- 4) Densité de fluide (brut) refoulé $\rho = 840 \text{ kg / m}^3$
- 5) Température de brut $T = 30^\circ$
- 6) Nombre d'étages $i = 8$
- 7) Puissance de la pompe $P=73,6 \text{ kw}$
- 8) Pression d'épreuve hydraulique $P = 70 \text{ bars}$

IV.1.1.Détermination des paramètres principaux :

IV.1.1.1.Vitesse spécifique :

La vitesse spécifique est un paramètre qui constitue une autre caractéristique d'une pompe centrifuge et des turbopompes. La vitesse spécifique est la vitesse de rotation de l'impulser de la pompe étalon qui est semblable à la pompe considérée et qui créer un régime de fonctionnement semblable ($H_e = 1\text{m}$, $\rho_e = 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_e = 75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$) et elle vient pour caractériser la forme et le type du rotor à cette effet on peut classifier les pompes selon la valeur de la vitesse spécifique (voir la table ci-dessous)

n_s	Type de pompe
$n_s < 80 \text{ tr / min}$	pompes centrifuges à vitesses faibles
80 à 150 tr / min	pompes centrifuges à vitesses moyennes
150 à 300 tr / min	pompe centrifuges à vitesses rapides
300 à 600 tr / min	pompes helico-centrifuges
600 à 1200 tr / min	pompes axiales

Tableau 14 : type de la pompe en fonction de la vitesse spécifique

On utilise la formule suivante :

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \dots\dots\dots [6]$$

n : Vitesse de rotation.

Q : Débit volumétrique de la pompe.

H : Hauteur manométrique.

i : Nombre d'étages

AN :
$$n_s = 3,65 \cdot 2950 \cdot \frac{\left(\frac{74,7}{3600}\right)^{1/2}}{\left(\frac{536}{8}\right)^{3/4}} = 66,23 \text{ tr / min}$$

$$n_s = 66,23 \text{ tr / min}$$

Conclusion :

Notre pompe étudiée fait partie des pompes centrifuges à faible vitesse.

IV.1.1.2. Diamètre de l'arrête d'entrée ramené D_{r1} :

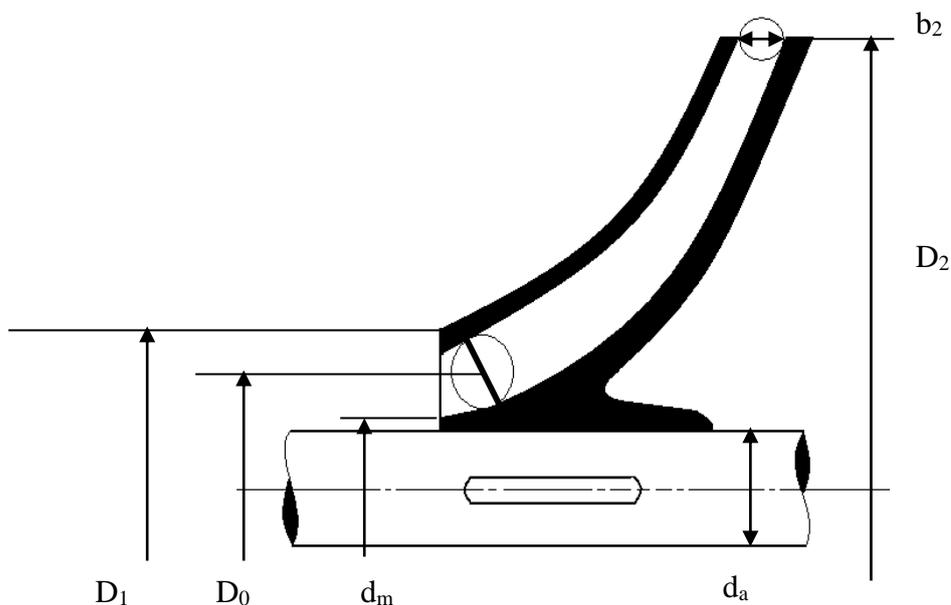


Figure 33 : Roue d'une pompe centrifuge

$$D_{r1}^2 = D_0^2 - d_m^2 \dots\dots\dots [7]$$

D₀ : Diamètre de l'arrête d'entrée
d_m : Diamètre du moyeu de la roue

$$D_{r1} = k_0 \cdot \left[\frac{Q}{n}\right]^{1/3} \text{ en [m]} \dots\dots\dots [8]$$

K₀ : coefficient de calcul
n : vitesse de rotation en [tr /min]

Q : Débit réel de la pompe en [m³/s]

$$\text{AN : } D_{r1} = 4,5 \cdot \left[\frac{74,7 / 3600}{2950} \right]^{1/3} = 0,07664m = 76,64mm$$

$$D_{r1} = 76,64mm$$

IV.1.1.3.Rendement hydraulique :

Il caractérise les pertes de charge dans la pompe par frottement sur les parois de la roue, du diffuseur et dans la tubulure d'entrée.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être, en première approximation calculée à la moyenne de la formule empirique A.A.LOMAKINE :

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{[\log(D_{r1}) - 0,172]^2} \dots \dots \dots [9]$$

$$= 1 - \frac{0,42}{(\log 76,64 - 0,172)^2} = 0,856$$

$$\eta_h = 0,856 = 85,6\%$$

Donc 14,4% de la hauteur de la charge théorique de la pompe est disparue par frottement de liquide durant son passage de l'aspiration jusqu'à le refoulement

IV.1.1.4.Rendement volumétrique :

Il caractérise les pertes du débit à l'intérieur de la pompe. Il est donné par la formule :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68(n_s)^{-2/3}} \dots \dots \dots [10]$$

AN :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68(66,23)^{-2/3}}$$

$$\eta_v = 0,96 = 96\%$$

Donc 4% du débit de la pompe est perdue à l'intérieur de celle-ci.

IV.1.1.5. Rendement mécanique :

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

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{66,23^2}} = 0,842$$

$$\eta_m = 0,842 = 84,2\%$$

IV.1.1.6. Rendement global :

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \dots \dots \dots [11]$$

AN : $\eta_g = 0,856 \cdot 0,96 \cdot 0,842 = 0,692$

$$\eta_g = 69,2\%$$

Cette valeur calculée est proche de celle donnée par le constructeur (0,70÷075)

Dans la suite de calcul on considère que $\eta_g = 0,70$

IV.1.1.7. Puissance consommée par la pompe :

C'est la somme de la puissance utile et les pertes de puissance.

$$P_{ab} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H}{\eta_g} \dots \dots \dots [12]$$

AN :

$$P_{ab} = \frac{840 \cdot 9,81 \cdot 536 \cdot \frac{74,7}{3600}}{0,70}$$

$$P_{ab} = 130,928 \text{ Kw}$$

IV.1.1.8. Puissance du moteur d'entraînement P_m :

$$P_m = K \cdot P_{ab} \dots \dots \dots [13]$$

K : Coefficient de réserve, pour assurer un entraînement sans risque.

On prend : $K= 1,15$

D'où $p_m= 1,15 \cdot 130,928 = 150,567 \text{ kW}$

$$P_m = 150,567 \text{ KW}$$

La puissance du moteur est celle qui doit fournir pour que la pompe fonctionne et développe une puissance suffisante pour rejeter le liquide à une condition que $P_m > p_{ab}$.

IV.1.2. Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu :

IV.1.2.1. Diamètre de l'arbre :

L'arbre de la pompe en fonctionnement est soumis à l'action de toute une série de forces extérieures dont la principale qui permet de dimensionner cet arbre est due au couple de torsion. Le couple de torsion agissant sur l'arbre à section circulaire est donné par la formule suivante :

$$C_t = [t] \cdot W_t \dots\dots\dots [14]$$

Avec :

$[t]$: la contrainte limite de résistance à la torsion.

W_t : le module de résistance à la torsion de la section.

C_t : étant le couple de torsion

$$W_t = \frac{\pi \cdot d_a^3}{16} \dots\dots\dots [15]$$

Et :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2950}{30} = 308,923 \text{ rd}$$

$$C_t = \frac{p_m}{\omega} = \frac{150,56 \cdot 1000}{308,92} = 487,4 \text{ N.m}$$

Nous aurons :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi[\tau]}} \dots\dots\dots [16]$$

La nuance de l'acier de l'arbre est 42 CD4 qui nous donne d'après la norme (ISO) sa limite d'élasticité $R_e=103 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$; $A\%= 9 \%$; et sa limite à la rupture $R= 118 \div 142$.

$[\tau] = R_e / n$ n : étant le coefficient de sécurité ($n = 4$)

$$\tau = \frac{103 \cdot 10^6}{4} = 25,75 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

AN :

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{487,398}{0,2 \cdot 25,75 \cdot 10^6}} = 0,04557 \text{ m}$$

$$d_a = 45,57 \text{ mm}$$

Le diamètre réel de l'arbre au manchon d'accouplement est de 48 mm donc notre arbre est vérifié à la torsion. Cette différence résulte du fait qu'on a pris en considérations que l'effort de torsion par contre l'arbre est soumis à d'autres forces qui influent sur le calcul de son diamètre réel.

IV.1.2.2. Diamètre de moyeu de la roue :

Le diamètre de l'arbre dans le tronçon où les roues sont montées est de 63,5 mm. La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue avec l'arbre on admet généralement dans le cas d'un clavetage libre.

$$d_m = (1,2 \div 1,25) d_a \dots\dots\dots [17]$$

d'où : $d_m = 1,25 \cdot 63,5 = 79,375 \text{ mm}$

IV.1.3. Détermination des paramètres du rotor à l'entrée :

IV.1.3.1. Débit de circulation dans la pompe :

$$Q_c = \frac{Q_v}{\eta_v} \dots\dots\dots [18]$$

AN : $Q_c = \frac{74,7}{0,96} = 77,8125 \text{ m}^3 / \text{h} = 0,0216 \text{ m}^3 / \text{s}$

$$D_1 = \sqrt{\left[\frac{4Q_c}{\pi V_0} + d_m^2 \right]} \dots\dots\dots [19]$$

V_0 : vitesse absolue à l'entrée

$$V_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{(Q_c \cdot n^2)} \dots\dots\dots [20]$$

AN : $V_0 = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{\frac{77,8125}{3600} \cdot 2950^2}$

$$V_0 = (0,06 \div 0,08) \cdot 57,2961$$

$$V_0 = 3,44 \div 4,58 \text{ m/s}$$

$$D_1' = \sqrt{\left[\frac{4 \cdot 74,7 / 3600}{\pi \cdot 3,44} + (0,07778)^2 \right]} = 0,118 \text{ m}$$

$$D_1'' = \sqrt{\left[\frac{4 \cdot 77,88 / 3600}{\pi \cdot 4,58} + 0,07778^2 \right]} = 0,109 \text{ m}$$

Le diamètre moyen sera : $D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2} = \frac{0,118 + 0,101}{2} = 0,1135m$

$$D_1 = 113,5mm$$

D'où la vitesse absolue à l'entrée de la roue :

$$V_0 = \frac{4Q_c}{\pi(D_1^2 - d_m^2)} \dots \dots \dots [21]$$

AN :

$$V_0 = \frac{4 \cdot 77,81}{\pi(0,1135^2 - 0,077^2)} = 4,02m/s$$

$$V_0 = 4,02m/s$$

IV.1.3.2. Diamètre moyen de l'arbre d'entrée D_0 :

$$D_0 = (0,7 \div 0,9) \cdot D_1 \dots \dots \dots [22]$$

AN :

$$D_0 = 0,71 \cdot 0,1135 = 0,080 m = 80mm$$

$$D_0 = 80 mm$$

IV.1.3.3. Calcul de la largeur de la fente à l'entrée de la roue b :

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube :

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V_{1m}'} \dots \dots \dots [23]$$

V_{1m}' : composante radiale de la vitesse absolue du liquide à l'entrée de la roue le cas où l'entrée est parfaitement radiale : $\alpha = \pi/2$

Donc : $V_{1m}' = V_0 = 4,02m/s$

$$AN : b_1 = \frac{77,81/3600}{\pi \cdot 0,080 \cdot 4,02} = 0,021m = 21mm$$

$$b_1 = 21mm$$

IV.1.3.4. Angle de l'aube à l'entrée de la roue β_1 :

A cause de l'épaisseur des aubes, la section du courant du liquide à l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue à l'entrée est multipliée par un coefficient k_1 tel que $k_1 = 1,1 \div 1,5$.

k_1 : coefficient de rétrécissement

V_{1m} : vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue

$$V_{1m} = K_1 \cdot V_0 \dots \dots \dots [24]$$

AN : $V_{1m} = 1,15 \cdot 4,02 = 4,623 \text{ m/s}$;

$V_{1m} = 4,623 \text{ m/s}$

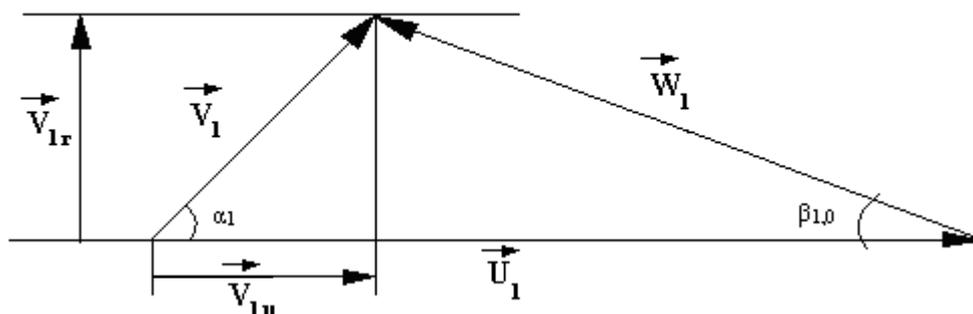


Figure 34 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue

D'après le triangle de vitesses (figure 34) nous avons :

$$\text{tg} \beta_{1,0} = V_{1m} / U_1 \dots \dots \dots [25]$$

U_1 : vitesse tangentielle à l'entrée de la roue :

$$U_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_0}{2} \dots \dots \dots [26]$$

AN :
$$U_1 = \frac{\pi \cdot 2950 \cdot 0,080}{60} = 12,357 \text{ m/s}$$

$U_1 = 12,357 \text{ m/s}$

Donc de [25] on a : $\text{tg} \beta_{1,0} = \frac{V_{1m}}{U_1} = \frac{4,623}{12,357} = 0,374 \Rightarrow \beta_{1,0} = 20^\circ 30'$

L'angle d'aube à l'entrée β_1 est $\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta$

δ : est l'angle d'attaque pour le calcul $\delta = (3 \div 8)^\circ$

On choisit $\delta = 25^\circ - 20^\circ 30' = 5^\circ 30'$ donc :

$\beta_1 = 25^\circ$

Cette valeur est bonne car l'analyse du fonctionnement des pompes a montré que le rendement hydraulique d'une pompe est maximal pour $\beta_1 = 20^\circ \div 25^\circ$

IV.1.4. Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :**IV.1.4.1. Charge théorique en tenant compte du nombre d'aubes :**

$$H_{thZ} = \frac{H/i}{\eta_g} \dots \dots \dots [27]$$

AN :

$$H_{thZ} = \frac{536/8}{0,70} = 78,823m$$

IV.1.4.2. Vitesse circonférentielle :

$$U_2 = \sqrt{(2gH_t)} \dots \dots \dots [28]$$

$$U_2 = \sqrt{(2 \cdot 9,81 \cdot 78,823)} = 39,325m/s$$

$$U_2 = 39,325m/s$$

IV.1.4.3. Diamètre de la roue à la sortie D₂ :

A partir de la formule [26] on a :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60} \Rightarrow D_2 = \frac{60U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 39,325}{\pi \cdot 2950} = 0,245m$$

$$D_2 = 245mm$$

IV.1.4.4. Angle de l'aube à la sortie de la roue β₂ :

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \cdot \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \dots \dots \dots [29]$$

Où V'_{2m} : composante méridienne à la sortie :

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot V'_{1m} = 0,8 \cdot 4,02$$

$$V'_{2m} = 3,216m/s$$

$$k_1 = 1,15 \quad k_2 = 1,1$$

W_1, W_2 : vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue, pour minimiser les pertes on prend $W_1/W_2 = 1,1$

$$\sin \beta_2 = 0,422 \cdot 1,1 = 0,4642 = 0,39$$

$$\beta_2 = 23^\circ$$

IV.1.4.5. Nombre d'aube :

AN :

$$Z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_1 - D_2} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \dots \dots \dots [30]$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{254 + 113,5}{254 - 113,5} \sin \frac{25 + 23}{2} = 6,91 \cong 7 \text{ aubes}$$

$$Z \text{ réel} = 6 \text{ aubes}$$

IV.1.4.6. Précision des valeurs calculées :

$$\mu = \frac{2\psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \dots \dots \dots [31]$$

μ : coefficient de correction.

ψ : facteur qui tient compte de la réduction de l'aire de sortie par l'aube.

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2 \quad ; \quad \psi = 0,65 + 0,6 \sin 23^\circ = 0,88 \quad \boxed{\psi = 0,88}$$

AN :

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,88}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{113,5}{254}\right)^2} = 0,36$$

$$\mu = 0,36$$

Puis on précise la valeur de U_2 :

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2\operatorname{tg}\beta_2} + \sqrt{\left[\left(\frac{V_{2m}}{2\operatorname{tg}\beta_2}\right)^2 + gH_\infty\right]} \dots\dots\dots [32]$$

$$H_\infty = (1 + \mu) \cdot H_{th} = (1 + 0,36) \cdot 78,823 = 107,119 = 107,119$$

$$V_{2m} = K \cdot V'_{2m} = 1,13,216 = 3,537 \text{ m/s}$$

$$V_{2m} = 3,537 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{3,537}{2\operatorname{tg} 20^\circ 30'} + \sqrt{\left[\left(\frac{3,537}{2\operatorname{tg} 20^\circ 30'}\right)^2 + 9,81 \cdot 107,119\right]}$$

$$U_2 = 37,50 \text{ m/s}$$

$$D_2 = \frac{U_2}{\omega} = 2 \cdot \frac{37,50}{308,923} = 0,243$$

$$D_2 = 243 \text{ mm}$$

IV.1.4.7. Largeur de la fente à la sortie de la roue :

A partir de la formule [23] :

$$b_2 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} = \frac{74,7/3600}{\pi \cdot 0,243 \cdot 3,216} = 0,088 \text{ m}$$

$$b_2 = 8,8 \text{ mm}$$

IV.1.4.8. Vérification des coefficients de rétrécissement du courant K_1 et K_2 :

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1}}; K_2 = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}} \dots\dots\dots [33]$$

Z=6 aubes, e : épaisseur de l'aube (e = 4 mm) :

AN :

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 4}{\pi \cdot 113,5 \cdot \sin 25}} = 1,28 \quad ; \quad K_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 4}{\pi \cdot 254 \cdot \sin 23^\circ}} = 1,083$$

Les valeurs de k_1 et k_2 calculées sont proches de celles utilisées dans les formules précédentes, donc les paramètres calculés sont proches de la réalité.

IV.1.4.9. Calcul des vitesses relatives à la sortie de la roue :

Calcul de W_1 :

$$W_1 = K_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{\sin \beta_1} \dots \dots \dots [34]$$

AN :

$$W_1 = 1,15 \cdot \frac{4,02}{\sin 25^\circ} = 10,938 m/s$$

$$W_1 = 10,938 m/s$$

Calcul de W_2 :

$$W_2 = K_2 \cdot \frac{V'_{2m}}{\sin \beta_2} \dots \dots \dots [35]$$

AN :

$$W_2 = 1,1 \cdot \frac{3,22}{\sin 23^\circ} = 9,065 m/s$$

$$W_2 = 9,0065 m/s$$

IV.1.5. Tableaux récapitulatifs :

<i>Paramètre</i>	<i>Valeurs</i>
n_s	66,23 tr/min
D_{r1}	76,64 mm
η_h	85,6%
η_v	96%
η_m	84,2%
η_g	69,2%
P_{ab}	130,928 kw
P_m	150,367 kw
Ω	308,923 rd
C_t	487,4 N.m
d_{ar}	45,57 mm
D_1	11,3 mm
V_0	4,02 m/s
D_0	80mm
b_1	21 mm
V_{1m}	4,623 m/s
U_1	12,357 m/s
β_1	25°
H_{thZ}	78,823 m
U_2	39,325 m/s
D_2	245 mm
V_{2m}	3,537 m/s
β_2	23°
Z	7 aubes
μ	0,36
U_2 (recalculé)	37,50 m/s
D_2 (recalculé)	243 mm
aa	8,8 mm
k_1	1,28
k_2	1,083
W_1	10,938 m/s
W_2	9,006 m/s

Tableau 15 : tableau récapitulatif des calculs hydrauliques

IV.2. Calcul mécanique :

Dans le but de vérifier la résistance de l'arbre de la pompe DVMX soumis aux forces de flexion et de torsion durant son fonctionnement, on fait appel au calcul mécanique qui consiste à définir les valeurs de ces forces et leurs point d'application, ensuite on déterminera la valeur de diamètre de l'arbre dans la section dangereuse puis on la compare à la valeur réelle de cette section, si la valeur calculée est inférieure à la valeur réelle, donc notre arbre assurera un fonctionnement sans risque.

IV.2.1. Estimation du poids de l'arbre :

Considérons l'arbre comme étant un assemblage de trois cylindres (figure IV-3).

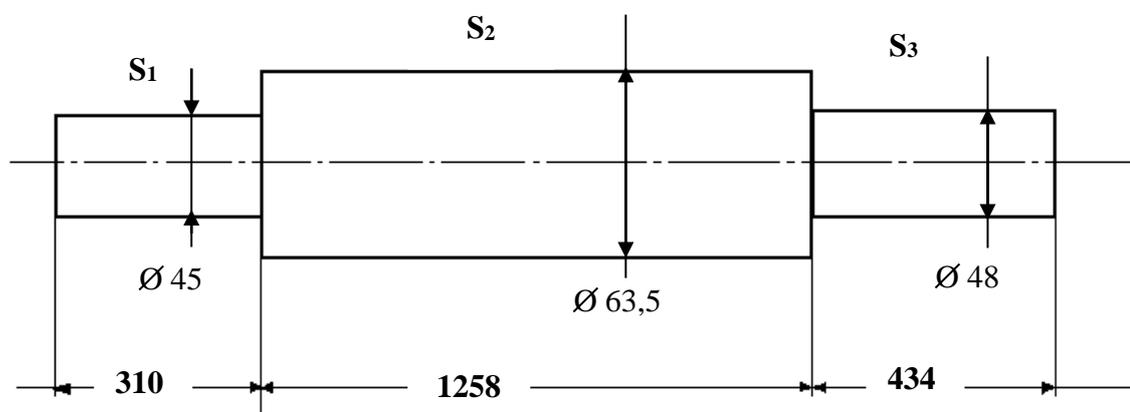


Figure 35 : Schéma de calcul de l'arbre de la pompe

Le poids de chaque section est donné par la formule :

$$P_i = v_i \cdot \rho \cdot g \dots \dots \dots [36]$$

ρ : densité de l'acier pour notre cas : $\rho = 7850 \text{ kg / m}^3$

V_i : volume de la $i^{\text{ème}}$ section tel que :

$$v_i = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot l_i}{4}$$

l_i : longueur de la section « i »

$$\text{Donc: } P_i = \frac{\rho \cdot g \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot l_i}{4}$$

$$S_1 \longrightarrow P_1 = 7850 \cdot 9,81 \cdot \frac{\pi (0,045)^2}{4} \cdot 0,310 = 37,967 \text{ N}$$

$$S_2 \longrightarrow P_2 = 7850 \cdot 9,81 \cdot \frac{3,14 (0,0635)^2}{4} \cdot 1,258 = 285.339 \text{ N}$$

$$S_3 \longrightarrow p_3 = 7850 \cdot 9,81 \cdot \frac{3,14(0,048)^2}{4} \cdot 0,434 = 60,478N$$

$$P_{arbre} = \sum p_i = p_1 + p_2 + p_3 = 37,967 + 285,339 + 60,478 = 383,784 N$$

$$P_{arbre} = 383,784N$$

$$; \quad q = 383,784 / 2,002 = 191,7 N/m$$

IV.2.2. Poids des accessoires du rotor :

L'arbre en plus de son poids, il doit supporter le poids des éléments suivants :

- ❖ le poids de huit roues.
- ❖ le poids de coussinet d'équilibrage.
- ❖ le poids des deux chemises de garniture mécanique.
- ❖ le poids de la chemise centrale d'étanchéité.
- ❖ le poids du manchon d'équilibrage

IV.2.2.1. Le poids de huit roues :

Le poids d'une roue est donnée par :

$$P_r = \rho \cdot v_r \cdot g \dots \dots \dots [37]$$

V_r : Volume de l'impulseur

ρ : Densité de matière de la roue

g : Accélération de la pesanteur

b : Largeur moyen de la roue

$$V_r = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - d_{arII}^2) \cdot b \dots \dots \dots [38]$$

AN :

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{8,8 + 21}{2} = 14,9mm$$

$$V_r = \frac{\pi}{4} \cdot (0,254^2 - 0,0635^2) \cdot 0,0149 = 7,07 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$P_r = \frac{1}{3} \cdot V \cdot \rho \cdot g = \frac{1}{3} \cdot 0,000707 \cdot 7850 \cdot 9,81 = 18,14N$$

$$P_r = 18,14N$$

IV.2.2.2.Calcul du poids du coussinet d'équilibrage :

$$P_{c.équi} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - d_a^2) \cdot l_{c.équi} \cdot \rho \cdot g \dots \dots \dots [39]$$

AN :

$$P_{c.équi} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,08^2 - 0,0635^2) \cdot 0,148 \cdot 7850 \cdot 9,81 = 21,194N$$

$$P_{c.équi} = 21,194N$$

IV.2.2.3.Le poids de la chemise d'équilibrage :

$$P_{ch.g} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - d_a^2) \cdot l_{ch.g} \cdot \rho \cdot g \dots \dots \dots [40]$$

AN :

$$P_{ch.g} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,078^2 - 0,0635^2) \cdot 0,118 \cdot 7850 \cdot 9,81 = 14,63N$$

$$P_{ch.g} = 14,63 N$$

IV.2.2.4.Le poids de la chemise centrale d'étanchéité :

$$P_{ch.c} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ext}^2 - d_a^2) \cdot l_{ch.c} \cdot \rho \cdot g \dots \dots \dots [41]$$

AN :

$$P_{ch.c} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,088^2 - 0,0635^2) \cdot 0,048 \cdot 7850 \cdot 9,81 = 10,77N$$

$$P_{ch.c} = 10,77N$$

IV.2.2.5.Le poids du manchon d'accouplement :

$$P_{m.a} = m \cdot g \dots \dots \dots [42]$$

$$m = 4,32 \text{ kg}$$

Donc :

$$P_{m.a} = 4,32 \cdot 9,81 = 44$$

IV.2.3. Calcul de l'arbre :

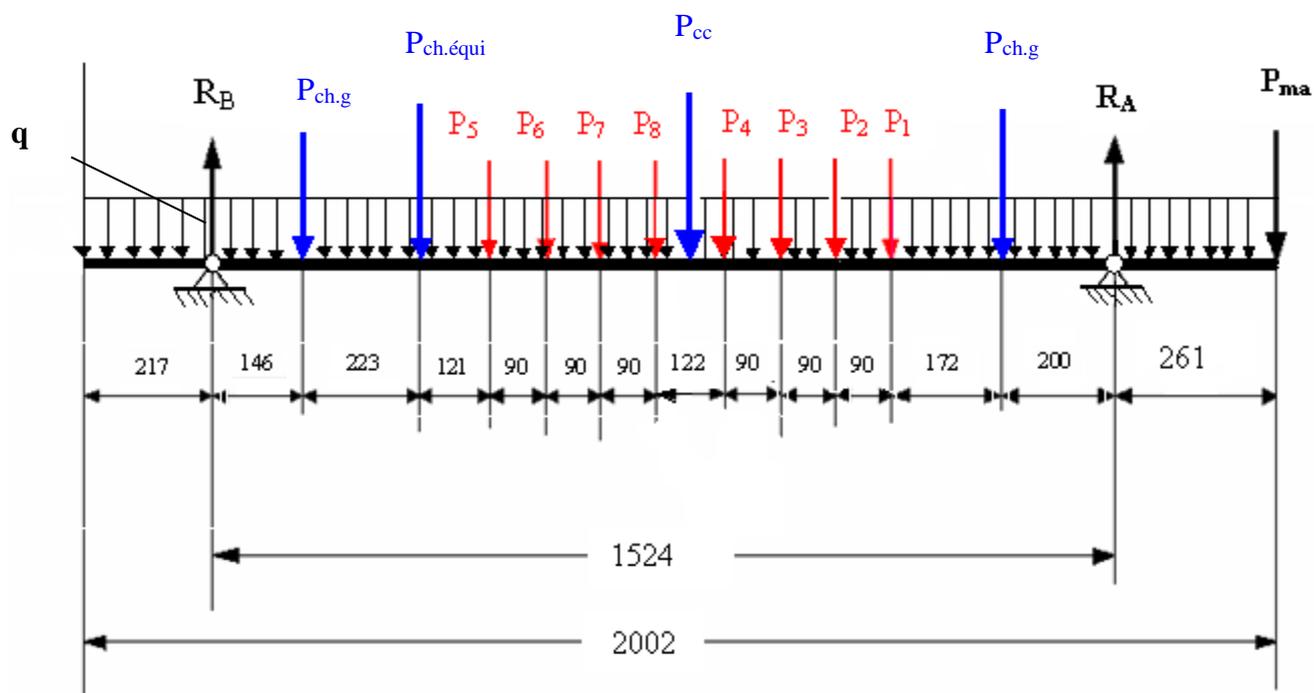


Figure 36 : schéma de calcul de l'arbre

IV.2.3.1. Calcul de réactions aux appuis RA et RB :

$$\sum M_{/B} = 0 \Rightarrow P_{ma}(1,785) + q \frac{(1,785)^2}{2} - R_A(1,524) + P_{ch.g}(1,324 + 1,146) + P_{ch.équ}(0,369) + P_{cc}(0,821) - q \frac{(0,217)^2}{2} + P_r(1,125 + 1,062 + 0,972 + 0,882 + 0,760 + 0,670 + 0,580 + 0,490) = 0$$

$$R_A(1,524) = (44 \cdot 1,785 + (191,7 \cdot 1,785^2)/2 + 14,63(1,324 + 1,146) + 18,14(1,152 + 1,062 + 0,972 + 0,882 + 0,76 + 0,67 + 0,58 + 0,49) + 21,194(0,369) + 10,77(0,821) - (191,7 \cdot 0,217^2/2))$$

$$\boxed{R_A = 361.790 \text{ N}}$$

$$\sum M_{/B} = 0 \Rightarrow$$

$$q \frac{(1,741)^2}{2} - R_B(1,524) + P_{ch.g}(1,378 + 0,2) + P_{c.équ}(1,155) + P_r(1,034 + 0,944 + 0,854 + 0,764) +$$

$$P_{cc}(0,703) + P_r(0,642 + 0,552 + 0,462 + 0,372) - q \frac{(0,261)^2}{2} - P_{ma}(0,261) = 0$$

$$R_B(1,524) = 191,7 \frac{(1,741)^2}{2} + 14,63(1,378 + 0,2) + 21,19(1,155) +$$

$$+ 18,14(1,034 + 0,944 + 0,854 + 0,764 + 0,642 + 0,552 + 0,462 + 0,372) + 10,77(0,703) - 191,7 \frac{(0,261)^2}{2}$$

$$- 44(0,261)$$

$R_B = 281,933 \text{ N}$

IV.2.3.2. Calcul des moments fléchissant :

Pour calculer les moments fléchissant en utilise la méthode des tronçons comme il est indiqué par la figure IV-5.

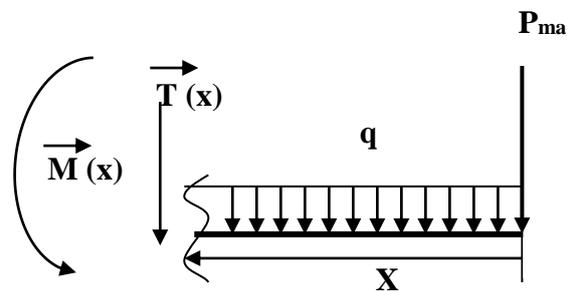


Figure 37 : La méthode des tronçons

Section 1 : $0 \leq x \leq 261 \text{ mm}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0 \Rightarrow M_{f1} = 0$$

$$x = 0,261 \Rightarrow M_{f1} = -18,013 \text{ N.m}$$

Section 2 : $0,261 \text{ m} \leq x \leq 0,461 \text{ m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0,261) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0,261 \Rightarrow M_{f2} = M_{f1}$$

$$x = 0,461 \Rightarrow M_{f2} = 31,70 \text{ N.m}$$

Section 3 : $0.461\text{m} \leq x \leq 0.633\text{m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.461 \Rightarrow M_{f3} = M_{f2}$$

$$x = 0.633 \Rightarrow M_{f3} = 65.81\text{N.m}$$

Section 4 : $0.633\text{m} \leq x \leq 0.723\text{m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.633 \Rightarrow M_{f4} = M_{f3}$$

$$x = 0.733 \Rightarrow M_{f4} = 79.76\text{N.m}$$

Section 5 : $0.723\text{m} \leq x \leq 0.813\text{m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.733 \Rightarrow M_{f5} = M_{f4}$$

$$x = 0.813 \Rightarrow M_{f5} = 90.53\text{N.m}$$

Section 6 : $0.813\text{m} \leq x \leq 0.903\text{m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723)$$

$$- P_3(x - 0.803) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.813 \Rightarrow M_{f6} = M_{f5}$$

$$x = 0.903 \Rightarrow M_{f6} = 98.11\text{N.m}$$

Section 7 : $0.903\text{m} \leq x \leq 0.964\text{m}$

$$M_{f1} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723)$$

$$- P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.903 \Rightarrow M_{f7} = M_{f6}$$

$$x = 0.964 \Rightarrow M_{f7} = 101.26\text{N.m}$$

Section 8 : $0.964\text{m} \leq x \leq 1.025\text{ m}$

$$M_{f8} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - 10.77(x - 0.964) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0.964\text{m} \Rightarrow M_{f8} = M_{f7}$$

$$x = 1.025\text{m} \Rightarrow M_{f8} = 103.04\text{N.m}$$

Section9 : $1.025\text{ m} \leq x \leq 1.115\text{ m}$

$$M_{f9} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - 10.77(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.025\text{m} \Rightarrow M_{f9} = M_{f8}$$

$$x = 1.115\text{m} \Rightarrow M_{f9} = 102.74\text{N.m}$$

Section 10 : $1.115\text{ m} \leq x \leq 1.205\text{m}$

$$M_{f10} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - 10.77(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.115\text{m} \Rightarrow M_{f10} = M_{f9}$$

$$x = 1.205\text{m} \Rightarrow M_{f10} = 99.24\text{N.m}$$

Section 11 : $1.205\text{m} \leq x \leq 1.295\text{m}$

$$M_{f11} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - 10.77(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - P_6(x - 1.205) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.205\text{m} \Rightarrow M_{f11} = M_{f10}$$

$$x = 1.295\text{m} \Rightarrow M_{f11} = 92.56\text{N.m}$$

Section 12 : $1.295 \text{ m} \leq x \leq 1.416 \text{ m}$

$$M_{f12} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - P_{cc}(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - P_6(x - 1.205) - P_5(x - 1.295) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.295 \text{ m} \Rightarrow M_{f12} = M_{f11}$$

$$x = 1.416 \text{ m} \Rightarrow M_{f12} = 78.94 \text{ N.m}$$

Section 13 : $1.416 \text{ m} \leq x \leq 1.639 \text{ m}$

$$M_{f13} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(x - 0.461) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - P_{cc}(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - P_6(x - 1.205) - P_5(x - 1.295) - P_{ch.équi}(x - 1.416) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.416 \text{ m} \Rightarrow M_{f13} = M_{f12}$$

$$x = 1.639 \text{ m} \Rightarrow M_{f13} = 41.76 \text{ N.m}$$

Section 14 : $1.639 \text{ m} \leq x \leq 1.785 \text{ m}$

$$M_{f14} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(2x - 0.461 - 1.939) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - P_{cc}(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - P_6(x - 1.205) - P_5(x - 1.295) - P_{ch.équi}(x - 1.416) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.416 \text{ m} \Rightarrow M_{f14} = M_{f13}$$

$$x = 1.639 \text{ m} \Rightarrow M_{f14} = -13.21 \text{ N/m}$$

Section 15 : $1.785 \text{ m} \leq x \leq 2.002 \text{ m}$

$$M_{f14} = -P_{ma} \cdot x + R_A(x - 0.261) - P_{cg}(2x - 0.461 - 1.939) - P_1(x - 0.633) - P_2(x - 0.723) \\ - P_3(x - 0.803) - P_4(x - 0.903) - P_{cc}(x - 0.964) - P_8(x - 1.025) - P_7(x - 1.115) \\ - P_6(x - 1.205) - P_5(x - 1.295) - P_{ch.équi}(x - 1.416) + R_B(x - 1.785) - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 1.416 \text{ m} \Rightarrow M_{f15} = M_{f14}$$

$$x = 1.639 \text{ m} \Rightarrow M_{f15} = -2.51 \text{ N.m}$$

IV.2.3.3. Calcul du moment de torsion :

La puissance sur l'arbre de la pompe et plus précisément à la torsion du manchon d'accouplement de la pompe est donnée par formule :

$$P_m = \frac{M_t}{\omega} \dots\dots\dots[43]$$

P_m : puissance absorbée par le manchon d'accouplement

M_t : moment de torsion sur l'arbre

ω : Vitesse de rotation

$$M_t = \frac{30 \cdot P_m}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 150,567}{\pi \cdot 2950} = 487,392 N \cdot m$$

IV.2.3.4. Calcul du moment équivalent :

$$M_{\text{équi}} = \sqrt{(M_{f \text{ max}}^2 + M_t^2)} \dots\dots\dots[44]$$

AN :

$$M_{\text{équi}} = \sqrt{(101,26^2 + 487,39^2)} = 497,799 \approx 797,8 N \cdot m$$

$$M_{\text{équi}} = 797,8 N \cdot m$$

IV.2.4. Tableau récapitulatif :

Section	Valeurs des moments fléchissant [N.m]
$0 \leq x \leq 0.261\text{m}$	-18.013
$0.261\text{m} \leq x \leq 0.461\text{m}$	31.70
$0.461\text{m} \leq x \leq 0.633\text{m}$	65.81
$0.633\text{m} \leq x \leq 0.723\text{m}$	79.79
$0.723\text{m} \leq x \leq 0.813\text{m}$	90.53
$0.813\text{m} \leq x \leq 0.903\text{m}$	98.11
$0.903\text{m} \leq x \leq 0.964\text{m}$	101.26
$0.964\text{m} \leq x \leq 1.025\text{ m}$	103.04
$1.025\text{ m} \leq x \leq 1.115\text{ m}$	102.74
$1.115\text{ m} \leq x \leq 1.205\text{m}$	99.24
$1.205\text{m} \leq x \leq 1.295\text{m}$	92.56
$1.295\text{m} \leq x \leq 1.416\text{ m}$	78.94
$1.416\text{ m} \leq x \leq 1.639\text{ m}$	41.76
$1.639\text{ m} \leq x \leq 1.785\text{ m}$	-13.21
$1.785\text{ m} \leq x \leq 2.002\text{ m}$	-2,51
M_t	487.392
$M_{\text{équi}}$	497.8

Tableau 17 : tableau récapitulatif des moments fléchissant des différents tronçons

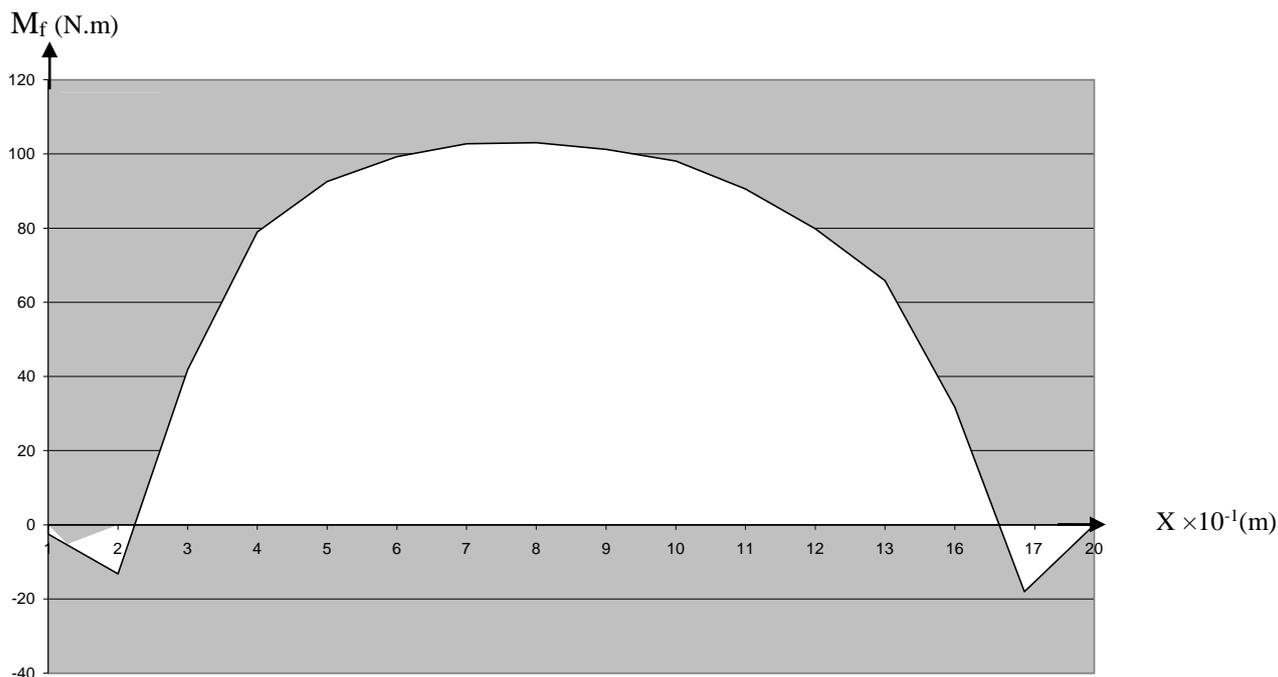


Figure 38 : Diagramme de moment fléchissant

IV.2.5. Calcul de diamètre de l'arbre dans la section dangereuse :

$$\sigma_t = \frac{M_{\text{équi}}}{W_x} \leq [\sigma]_f \dots\dots\dots [45]$$

W_x : moment axial : $W_x = 0.1 \cdot d_{sd}^3$

$[\sigma]_f$: contrainte admissible à la flexion

L'arbre est en acier faiblement allié 42CD4

$\sigma_e = 1030 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

$\sigma_r = 1300 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

$$[\sigma]_f = \beta \cdot [\sigma] \dots\dots\dots [46]$$

Pour les aciers faiblement allié $\beta = 0.3$

$$[\sigma] = \min\left(\frac{\sigma_e}{n_e}, \frac{\sigma_r}{n_r}\right) \dots\dots\dots [47]$$

AN :

$$\frac{\sigma_e}{n_e} = \frac{1030 \cdot 10^6}{1.6} = 64,37 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{\sigma_r}{n_r} = \frac{1300 \cdot 10^6}{3} = 43,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\frac{M_{\text{équi.max}}}{0.1d_{cd}^3} \leq [\sigma]_f \dots\dots\dots [48]$$

$$\Rightarrow d_{cd} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{M_{\text{équi.max}}}{0.1[\sigma]_f} \right)}$$

AN :

$$d_{cd} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{497,8}{0,1.130.10^6} \right)} = 0.0337m = 33.7mm$$

Conclusion :

On remarque que le diamètre réel de l'arbre dans la section dangereuse soit 63.5 mm est largement supérieur à la valeur calculée donc la condition de résistance à la torsion et la flexion est vérifiée.

IV.2.6.Vérification de la clavette :

L'impulseur étant l'élément de base de l'équipage mobile, son entraînement par l'arbre est assuré par une clavette. Donc pour avoir un entraînement sans risque, on doit vérifier la résistance de la clavette au cisaillement et à l'écrasement

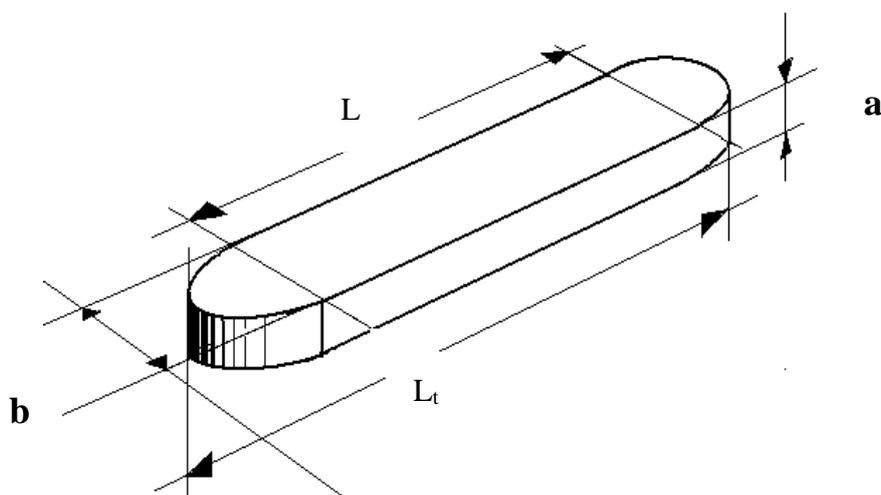


Figure 39 : dimensionnement d'une clavette

IV.2.6.1.Désignation de la clavette :

La longueur de la clavette : **L= 78 mm**

Largeur de la clavette : **b = 7.6 mm**

Hauteur de la clavette : **a = 14 mm**

Nuance de la clavette : **Z6CND160401**

$\sigma_e=65.5 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_r=70 \text{ daN/mm}^2$

$$\text{Moment de torsion de chaque impulseur : } M_{t.imp} = \frac{P_{imp}}{\omega} \dots\dots\dots[49]$$

AN :

$$P_{imp} = \frac{P_m}{8} = \frac{150,567 \cdot 10^3}{8} = 18,82 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$M_{t.imp} = \frac{18,82 \cdot 10^3}{308,923} = 60,92 \text{ N.m}$$

L'effort tangentiel transmis par l'arbre :

IV.2.6.2. Vérification de résistance du cisaillement :

$$\tau_{cis} = \frac{T}{(b.l)} \leq [\tau_{cis}] \dots\dots\dots[50]$$

$$\tau_{cis} = (0,6 \div 0,8)[\sigma] \dots\dots\dots[51]$$

τ_{cis} : Contrainte de cisaillement

$[\sigma]$: Contrainte normale de traction

D'après la formule [47] :

$$[\sigma] = \min\left(\frac{\sigma_e}{n_e}, \frac{\sigma_r}{n_r}\right) = [\sigma] = \min\left(\frac{65,6}{1,8}, \frac{70}{3}\right) \Rightarrow [\sigma] = 23,34 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_{cis} = 0,6 \cdot 23,34 = 14 \text{ daN/mm}^2$$

$$\frac{1918,74}{78,7,6} = 3,24 \leq [\tau_{cis}]$$

Donc la résistance de la clavette au cisaillement est assurée.

IV.2.6.3. Vérification de la résistance de la clavette à l'écrasement :

$$\sigma_{ecr} \leq [\sigma_{ecr}] \dots\dots\dots[52]$$

$$[\sigma_{ecr}] = (2 \div 2,5)[\sigma] \dots\dots\dots[53]$$

AN :

$$[\sigma_{ecr}] = 2.23,34 = 46,67 daN / mm^2$$

$$\sigma_{ecr} = \frac{T}{\frac{a}{2} \cdot L} = \frac{1918.74}{\frac{14}{2} \cdot 78} = 3,51 \leq [\sigma_{ecr}]$$

Donc la résistance de la clavette à l'écrasement est largement vérifiée.

Conclusion :

Les clavettes ainsi dimensionnées peuvent assurer l'entraînement des impulseurs sans aucun risque de cisaillement ou d'écrasement, ce sont des pièces de longue durée de vie.

IV.1. Exploitation et installation de la pompe :

L'exploitation du bon état de la pompe est sa capacité de fonctionner pendant une longue durée à pleine puissance.

Les précautions à prendre pour la bonne utilisation des pompes commencent lors du montage de l'installation.

❖ MISE EN PLACE :

➤ Généralités :

Il est absolument nécessaire que les groupes soit solidement fixés à leur plan de pose scelles sur un massif de béton.

Les règles de l'art imposent de ne pas considérer la pompe comme un point fixe de l'installation.

Les groupes électropompes sont alignés en usine, le châssis posé sur un plan nivelé. Après scellement et encrage du châssis sur le massif l'alignement est obligatoirement à contrôlé.

➤ Condition de service :

Avec une température ambiante, cette pompe aspire le brut venant d'un bac de stockage, et le refoule vers l'unité de stockage d'In Amenas, avec un débit 74.7m³/h et une pression de 70 bars.

- ✓ La pompe doit reposer de manière à vibrer le moins possible et doit être bien horizontale et avoir une bonne rigidité d'accouplement.
- ✓ La conduite d'aspiration doit assurer un bon coefficient de remplissage de la roue, c'est-à-dire, elle doit assurer la pression d'aspiration la plus élevée possible.
- ✓ Elimine la pénétration de l'air dans la conduite par l'étanchéité des joints.

➤ Alignement du groupe :

L'alignement de l'accouplement de la pompe avec le multiplicateur de vitesse est l'une des opérations principales, parce qu'un mauvais alignement peut provoquer l'échauffement et la détérioration des roulements, ce qui engendre l'arrêt de la pompe.

Donc doit suivre les procédures suivantes :

- ✓ Préparer le massif pour le calage du groupe. Pour se faire, mettre de niveau les parties du massif où seront posées les cales (de chaque côté des boulons d'encrage)
- ✓ Glisser les boulons de scellement dans le trou du massif prévu à cet effet.
- ✓ Mettre le groupe dans sa position définitive par rapport aux axes de référence déterminée par le chantier (axe longitudinal, axe des brides d'aspiration et de refoulement, hauteur du groupe) en calant entre les plans de pose.
- ✓ Les cales seront réparties judicieusement de part et d'autre des boulons de fixation de châssis.
- ✓ L'épaisseur de ces cales ne devra pas être supérieure à 10 mm.

Le calage doit assurer au groupe :

- Un alignement parfait des lignes d'arbre.
- Une position horizontale.
- Une position en hauteur conforme à l'installation (ce servir de cales métallique et clinquant figure 40).
- Ne pas multiplier les cales de faible épaisseur.
- Couler le ciment dans les trous de scellement du massif, laisser durcir suivant la qualité du mortier employé.

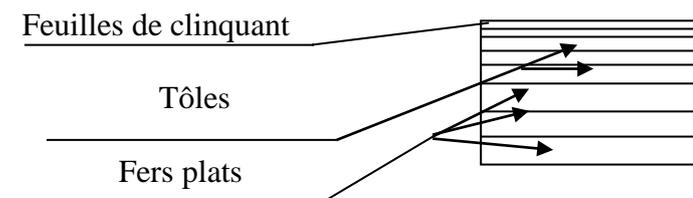


Figure 40 : cale métallique

➤ **Serrage des boulons de scellement :**

C'est l'opération la plus importante elle doit être effectuée avec le plus grand soin.

Pour se faire, vérifier pendant le serrage des boulons de scellement la concentricité et le parallélisme des plateaux d'accouplement à l'aide de comparateur ou d'une règle (pour la concentricité), et un jeu de cales pour le parallélisme suivant de type d'accouplement monté sur le groupe.

- ✓ L'écart du parallélisme des faces et concentricité des plateaux devra être au maximum de
- ✓ 0.1 mm. lu sur le comparateur pour des vitesses de rotation inférieure à 1500 tr/mn.
- ✓ 0.05 mm lu sur le comparateur pour des vitesses de rotation supérieurs à 1500 tr/mn.
- ✓ La lecture de comparateur doit se faire on entraînant les deux plateaux d'accouplement en même temps, et être effectuée aux quatre points. (deux sur l'axe vertical, deux sur axe horizontal), tenir compte des jeux axiaux.
- ✓ Si l'on peut entraîner les deux plateaux en même temps les faire tourner l'un après l'autre et faire la lecture aux mêmes points.
- ✓ Pour assurer le parfait alignement de châssis pendant son serrage, repartir s'il y a lieu des clinquants sur l'un ou l'autre des calages.

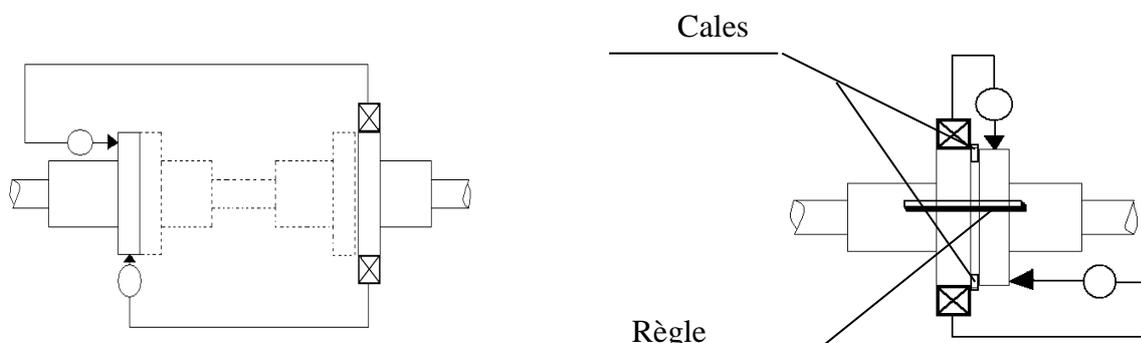


Figure 41 : Vérification de parallélisme et de la concentricité

➤ **Raccordement des tuyauteries :**

- Cette opération sera effectuée en prenant soin de m'amener les conduites d'aspiration et de refoulement exactement en regard de chaque tubulure correspondante pour le serrage des boulons, de manière à ce que ceci n'entraîne aucune réaction sur le corps de pompe sur le lignage.

- Il est recommandé de supporter les tuyauteries au voisinage de la pompe.
Pendant le serrage des brides.

- Vérifier l'alignement et le parallélisme des faces des plateaux d'accouplement au comparateur.
- La lecture au comparateur doit donner des valeurs identiques à celles précédemment relevées.

➤ **Mise en route :**

a) Vérifications préliminaires :

Vérifier :

- Le niveau d'huile, les graisseurs et les circuits éventuels de liquide.
- Que le montage des tuyauteries n'ait pas faussé l'alignement, en exerçant des réactions anormales sur le corps de pompe.
- Le sens de rotation (Pompe désaccouplée de la machine d'entraînement).
- La pompe doit tourner à la main, sans point dure anormale.
- S'assurer que la pompe soit pleine de liquide et purgée d'air.
- Vérifier l'étanchéité de joints sur la conduite d'aspiration pour pallier toute entrée d'air.
- Vérifier qu'aucune vanne à l'aspiration ne soit fermée

➤ **Démarrage :**

- La pompe se démarra vanne presque fermée au refoulement. cette vanne est ensuite ouverte progressivement jusqu'à la pression désirée, en ayant soin de contrôler sur un ampèremètre que l'intensité ne dépasse pas celle indiquée sur la plaque du moteur.
- Vérifier la température des paliers et de la presse-étoupe. Régler si besoin les différents circuits éventuel de refroidissements.

IV.2. Incidents de marche :

IV.2. 1. Manque d'alimentation :

- Hauteur d'aspiration trop grande.
- Tuyau d'aspiration trop petit.
- Joint défectueux obstruant le tuyau.
- Contre-pentes formant poches d'air.
- Filtre encrassé à l'aspiration.

IV.2.2. Résonances, Vibration, Bruits :

- La pompe tourne à l'envers.
- La pompe est fixée à un support résonnant.
- Les plateaux d'accouplement ne sont pas alignés.
- Mauvais alignement.
- Entrées d'air.
- Tuyauterie de refoulement mal purgée.
- Tuyauterie mal serrée.

IV.2. 3. Insuffisance de débit :

- La pompe ne tourne pas à sa vitesse.
- Vanne ou organe mal ouvert sur le circuit.
- Entrée de l'air à l'aspiration.
- Hauteur manométrique d'aspiration trop importante.

IV.2. 4. Non fonctionnement électrique :

- Le moteur ne démarre pas ou ne supporte pas sa charge. S'assurer en demandant au secteur de la nature du courant qui alimente le moteur et voir si les indications de la plaque indicatrice correspondent bien.
- Vérifier s'il n'y a pas d'interrupteur et si les coupe- circuit est en bon état.
- Vérifier si la tension aux bornes est correcte.
- Vérifier si le moteur n'est pas monté en étoile pour une distribution exigeant le montage en triangle.

IV.2.5. Recommandation sur l'entretien :

Il faut veiller :

- Au renouvellement de l'huile de graissage, et au remplacement des garnitures d'étanchéité.
- A ce que la température des paliers n'excède pas la température ambiante (50°).
- A ce qu'il ne produit pas de vibration lors du fonctionnement.

IV.3. Introduction à la fonction maintenance :

Ceux qui assurent la fonction maintenance ont pour mission, quelle que soit l'entreprise d'accomplir toutes les tâches nécessaires pour que l'équipement soit maintenu ou rétabli en état et ceci afin de :

- Permettre une exécution normale des opérations dans les meilleures conditions de coût, de sécurité et de qualité (c'est le cas de production).
- Obtenir un service dans les meilleures conditions de confort et de coût .pour remplir cette mission il faut :
- Dépanner les machines et les matériels dans les meilleurs délais et au meilleur coût
- Réparer, réviser rénover et maintenir en état les machines et les matériels

IV.3.1. Définition de la maintenance (extrait de norme NFX60-010) :

La maintenance est définie comme étant « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ».

Maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, amélioration, etc.) qui permettent de conserver les potentiels des matériels pour assurer la continuité et la qualité de la production.

Bien maintenir, c'est assurer ces opérations au coût global optimum.

IV.3.2. Rôle de maintenance :

La maintenance joue un rôle très important dans une entreprise, on peut dire que c'est la fonction vitale d'une entreprise, contribue à augmenter la productivité et diminuer les coûts engendrés par les arrêts intempestifs de la production causée par les pannes des équipements et des installations.

La maintenance est le fruit d'intervention technique systématique d'analyses et de méthodes. Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

a)-Objectifs financiers :

- Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- Assure le service de maintenance dans les limites d'un budget.

b)-Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum.
- Augmenter la durée de vie des équipements.
- Entretenir les installations avec le minimum d'économie, et les remplacer à des périodes prédéterminés.
- Assurer une performance de haute qualité Assurer un fonctionnement sûr, et efficace à tout moment.
- Augmenter le rendement des équipements.

IV.3.3. La politique de maintenance :

La politique de la maintenance est la définition des objectifs technico-économiques relatifs à la prise en charge des équipements par le service maintenance.

C'est dans le cadre de cette politique est que le responsable du service de maintenance met en œuvre les moyens adaptés aux objectifs fixés ; on parlera alors de stratégie pour le moyen terme et de tactique pour le court terme.

La gestion de maintenance prend essentiellement en compte les aspects technique, économique et financier des différents méthodes utilisables (corrective, préventive, systématique et préventive conditionnelle) en vue d'optimiser la disponibilité des matériels.

IV.3.4. Les stratégies de maintenance :

On a coutume de distinguer habituellement trois types de maintenance :

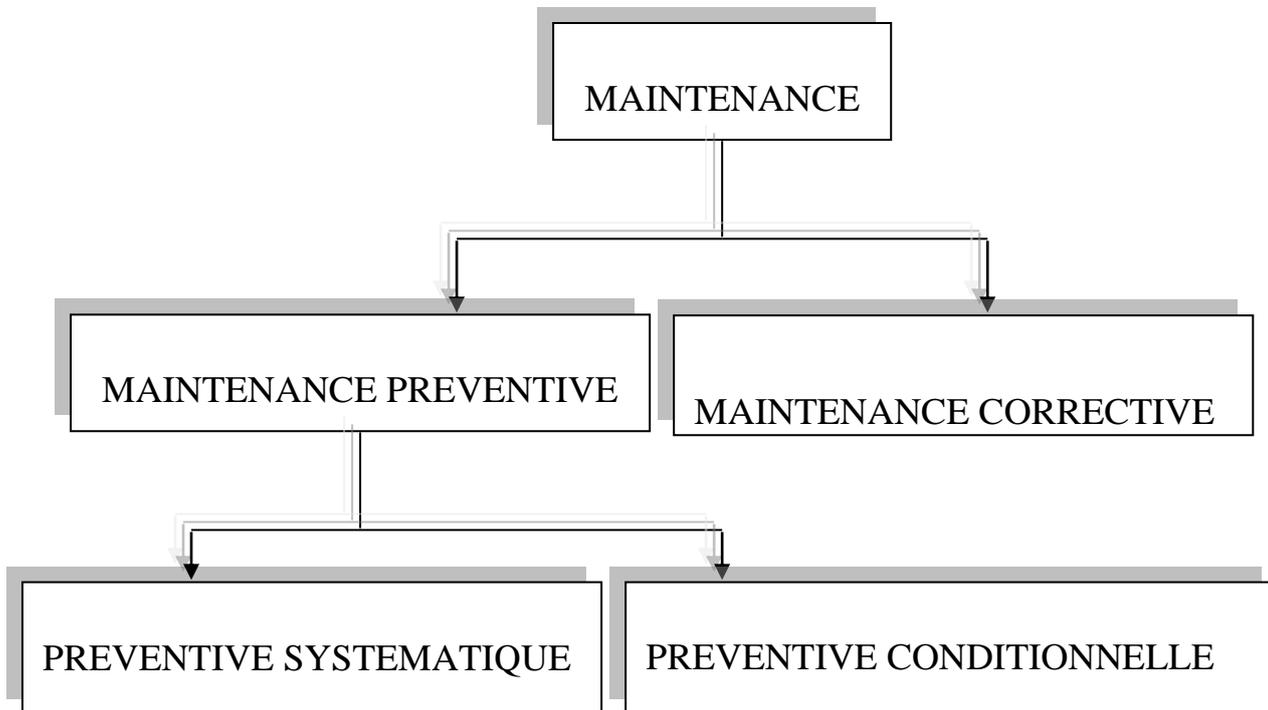


Figure 42 : schéma représentatif des types de maintenances

IV.3.4.1. La maintenance corrective :

D'après la norme AFNORX60-010, la maintenance corrective se définit comme « une maintenance effectuée après défaillance ».

- défaillance : « altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise ».

On désigne deux formes de maintenance corrective :

- dépannage : C'est une intervention urgente qui se fait sur site.
- réparation : C'est une opération qui se fait généralement à l'atelier, son objectif est la recherche systématique de l'amélioration des équipements par des études continues :

- De l'état de l'équipement.
- De ses conditions de marche.
- De son rendement.
- De l'évolution de ses coûts d'exploitations et d'entretien.
- De la répétition des pannes.

Cette amélioration à pour but :

- D'augmenter la réparabilité des équipements.
- D'assurer la sécurité du personnel.
- De diminuer le temps d'arrêt des équipements.
- D'augmenter le moyen des temps de bon fonctionnement des équipements.
- De réduire le coût d'exploitation et d'entretien.

Et ceci s'obtiendra par :

- La réduction des temps de démontage et de remontage.
- La réduction des consommations anormales ...etc.

IV.3.4.2.La maintenance préventive :

Elle doit permettre d'éviter des défaillances des matériels en cours d'utilisation. L'analyse des coûts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter. On distingue deux types de maintenance préventive.

IV.3.4.3.La maintenance préventive systématique :

D'après la norme AFNORX60-010 la maintenance systématique se définit comme : « une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ».

Cette méthode nécessite de connaître :

- Le comportement des matériels.
- Les usures.
- Les modes de dégradation.
- Le temps moyen de bon fonctionnement entre deux avaries.
- De plus en plus les interventions de maintenance systématique se font par échange standards.

Lors de ces interventions, on procède à différentes opérations qui sont :

- Les remplacements des joints d'étanchéités, des roulements, des paliers, des filtres, des pièces d'usures, des ressorts,...etc.
- Le réglage des jeux, des pressions, des débits, des tensions,...etc.
- Le contrôle des niveaux d'huile, des divers blocages,...etc.

IV.3.4.4.La maintenance préventive conditionnelle :

D'après la norme AFNORX60-010, la maintenance préventive conditionnelle se définit comme suit : « une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien ».

Cette forme de maintenance se caractérise par la mise en place d'un système de surveillance à partir duquel on peut décider de remplacer un organe.

La surveillance faite appelle à des moyens de contrôle non destructifs tels que l'analyse de vibration, l'analyse des huiles et l'analyse des températures.

On distingue les opérations de la maintenance préventive suivantes :

- Les inspections :

Se sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des améliorations et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillages spécifiques ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

- Les visites :

Ce sont des opérations de surveillance qui dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité prédéterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies au préalable peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel.

- les contrôles :

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

- les révisions :

L'ensemble des actions d'examen, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usages donné.

IV.4. Défaillances, maintenance des pompes :

Les pompes sont des matériels d'une grande fiabilité, mais aussi d'une grande diffusion. C'est pourquoi, malgré un faible taux de défaillance, elles interviennent de façon notable, voire principale, dans les temps d'indisponibilité des grands ensembles industriels. Ainsi, les pompes sont à l'origine d'un temps d'arrêt de 1,7 % dans les centrales thermiques à combustible fossile.

La défaillance des pompes peut avoir un impact important sur l'environnement et sur la sécurité de l'homme. Elles véhiculent, en effet, sous une forme très condensée des produits corrosifs, inflammables, chimiquement dangereux pour le monde animal ou végétal ou tout simplement des fluides sous très forte pression et à température élevée. Enfin, elles sont utilisées pour constituer des dispositifs de sûreté, où leur fiabilité est essentielle.

IV.4.1. Défaillance des pompes :

La synthèse des causes d'arrêt constatées sur les pompes, et des coûts qui en ont résulté. Elle est basée sur des informations statistiques d'origines diverses. On trouvera, un résumé de ces statistiques dans les tableaux ci-dessous :

IV.4.2.Causes d’arrêt et de défaillance des pompes utilisées dans les centrales thermiques :

IV.4.2.1. Pompes alimentaires :

a)- Causes d’arrêt :

Les arrêts constatés (tableau 18) sont imputables à :

- la conception de la pompe (37 %).
- la conduite de la centrale ou la qualité de la maintenance (32 %).
- des causes extérieures à la centrale (6 %).
- autres causes (25 %).

Tableau A – Causes d’arrêt des pompes alimentaires	
Localisation du dommage ou cause de l’arrêt (%)	Arrêt motivé par (%)
Rotors 37	Blocage du rotor 25
Piston d’équilibrage..... 13	Niveau vibratoire élevé 17
Joint d’étanchéité..... 13	Problèmes au niveau du rotor 10
Paliers radiaux, butées ... 10	Érosion par cavitation, corrosion 7
Carter, stator 4	Fonctionnement sans eau 5
Équipement de contrôle. 3	Système de protection défaillant..... 4
Vannes, clapets 4	Manque de lubrification 4
Autres 16	Autres..... 28

Tableau 18 : cause d’arrêt des pompes alimentaires

b)-Causes de défaillance :

Les principales causes de défaillance des pompes alimentaires sont :

- La cavitation.
- L’instabilité hydraulique.
- La dynamique des rotors.
- Les déformations thermiques.

IV.4.2.2.Pompes des circuits de refroidissement :

Tableau B – Causes d’arrêt des pompes des circuits de refroidissement (%)	
Paliers 29	Aubages directeurs..... 6
Arbre, rotor..... 22	Fixations..... 4
Aubes du rotor (roues) 21	Vannes, filtres 2
(Total rotor) (43)	Équipement de protection 1
Carter, stator 7	Autres 8

Tableau 19 : cause d’arrêt des pompes des circuits de refroidissement

Les causes de défaillance sont imputables :

- au produit (61 %).
- à l'exploitation (20 %).
- à d'autres causes (19 %).

IV.4.2.3. Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique :

L'étude, dont les résultats est donnée tableau 20.

Et porte sur 178 pompes centrifuges [3]. On remarquera la très grande participation des systèmes d'étanchéité (93 soit 65 %) et des paliers (22, soit 16 %). Réunis, ils représentent 115 causes d'arrêt, soit plus de 80 % du total. Nous retrouverons cette tendance dans d'autres enquêtes.

Tableau C – Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique		
Cause de l'arrêt ou localisation du dommage	Nombre brut	Valeur en pour-cent
Garnitures mécaniques	78	54
Autres joints	15	11
Paliers à roulements	15	11
Paliers fluides	7	5
Accouplement	7	5
Problème d'arbre, désalignement.	7	5
Impulseurs (roues)	2	1
Autres	12	8
Total	143	100

Tableau 20 : causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique

IV.4.2.4.2. Causes :

- La première cause de défaillance se situe au niveau des joints d'étanchéité d'arbres tournants : pour toutes les pompes ayant un strict besoin d'étanchéité, entre 60 % et 75 % des causes d'arrêt sont liées aux joints (tous systèmes d'étanchéité confondus). Les systèmes d'étanchéité sont de plusieurs types et leur répartition en nombre dépend de l'industrie utilisatrice dans l'industrie chimique, on peut par exemple trouver :
 - 50 % de garnitures mécaniques simples.
 - 30 % de garnitures mécaniques doubles.
 - 10 % de garnitures à tresses.
 - 10 % des pompes ne comportant pas de joints tournants, elles sont du type étanche (rotor noyé, ou entraînement magnétique).
- La seconde cause de défaillance se situe au niveau des paliers entre 10 % et 30 % des causes d'arrêt sont dues aux paliers et dépendent du type de pivoteriez. Les arrêts sont plus fréquents avec des paliers à roulements qu'avec des paliers à huile. Les paliers à huile des

pompes alimentaires n'ont représenté par exemple que 10 % des causes d'arrêt, malgré des sollicitations extrêmement sévères.

- Parmi les causes d'arrêt mentionnées dans les études statistiques, un nombre important (entre 8 et 20 %) ne sont pas liées directement à la pompe, mais à son environnement (systèmes de contrôle, vannes, clapets, moteurs, autres...).

IV.4.2.4.3. Coûts :

Le coût de la défaillance est constitué de deux termes :

- le coût de la maintenance ou de remise en état.
- le coût de l'indisponibilité de l'ensemble industriel auquel la pompe appartient (pertes de production). Les études statistiques montrent que le coût de l'indisponibilité est pratiquement toujours supérieur au coût de la maintenance.

En ce qui concerne les coûts liés aux défaillances, ce sont encore les dispositifs d'étanchéité qui viennent en tête, aussi bien pour ce qui concerne les dépenses de maintenance, que pour ce qui concerne les coûts d'indisponibilité.

IV.5. Pratique de la maintenance des pompes :

IV.5.1. Maintenance corrective :

Aujourd'hui, dans le domaine des pompes, on pratique essentiellement la maintenance corrective. Les informations issues des études statistiques (voir les tableaux statistiques), concernent essentiellement ce type de maintenance. Elle peut prendre les trois formes suivantes :

- maintenance palliative (remise en état provisoire).
- maintenance curative simple.
- maintenance curative comportant une amélioration pour éliminer les causes de la défaillance ; l'amélioration peut porter soit sur la pompe proprement dite, soit sur le circuit hydraulique et le procès, soit sur les dispositifs de surveillance.

IV.5.2. Maintenance préventive systématique ou programmé :

Cette maintenance se réduit au renouvellement de l'huile des paliers, de la graisse des roulements, plus rarement au remplacement périodique des roulements, des garnitures mécaniques ou des bagues d'étanchéité situées dans les sections de fuite. La vérification du serrage des presse-étoupe ou de l'état des garnitures mécaniques entre aussi dans ce cadre. Par contre, le remplacement systématique des roues ou des pièces internes n'est prévu que dans des cas exceptionnels, par exemple lorsque le fluide pompé présente une agressivité (soit chimique, soit mécanique) inhabituelle.

IV.5.3. Maintenance conditionnelle :

Il existe, actuellement, des systèmes de surveillance élaborés pour des pompes de grande puissance, mais ils ont pour objectif principal la sécurité, et nous ne croyons pas qu'ils puissent être assimilés à des systèmes de maintenance. Cela pour diverses raisons, mais surtout parce qu'ils ne se situent pas dans le même contexte financier. Le coût de la sécurité ne supporte pas de

limites de prix, celui de la maintenance en supporte beaucoup. Dans ce contexte de sécurité, l'analyse des signaux et la recherche du diagnostic ne sont pas réalisés. On se contente de définir des seuils d'alarme par exemple :

- alarme de premier niveau.
- alarme de second niveau.

IV.5.4.Maintenance prédictive :

Elle n'existe que sous forme embryonnaire, et généralement par extrapolation de phénomènes connus qui ont une évolution temporelle linéaire ou sont de forme simple. Par exemple, on sait que, après une période d'incubation, la vitesse d'érosion par cavitation se stabilise et reste constante pour des conditions de fonctionnement données. Il en va de même pour d'autres phénomènes d'usure progressive, qui permettent d'établir un programme de remise en état.

IV.6. Exemple des types de maintenances appliquées réellement par le service maintenance de l'unité de traitement d'Ohanet :

Le service maintenance de l'unité de traitement d'Ohanet applique pour l'ensemble des pompes centrifuges types Guinard DVMX existant dans différents champs de cette région les types de maintenance suivants :

IV.6.1.La maintenance préventive :

Le logiciel Rapier est un outil de la GMAO qui permet de planifier la maintenance préventive des machines tournantes en particulier les pompes DVMX en fonction du cumul horaire, et aussi selon les descriptions du constructeur concernant l'entretien préventif de ces pompes. Ce qui est motionné sur les figures ci-dessous :

- **la maintenance préventive systématique :**
A pour taches :

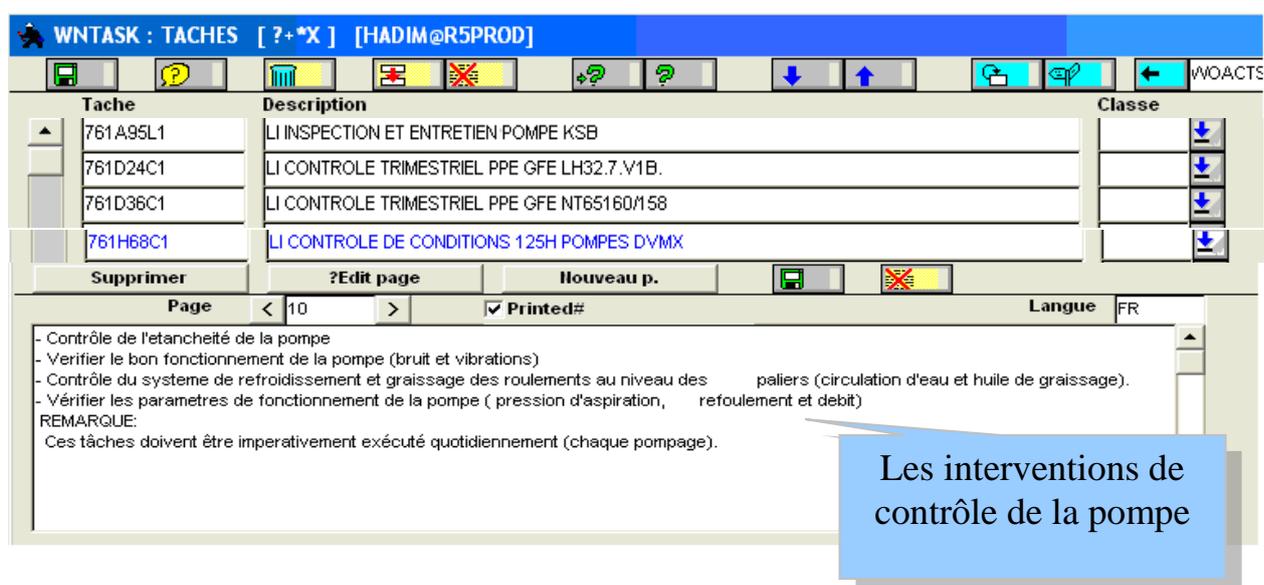


Figure 43 : les interventions de contrôle de la pompe

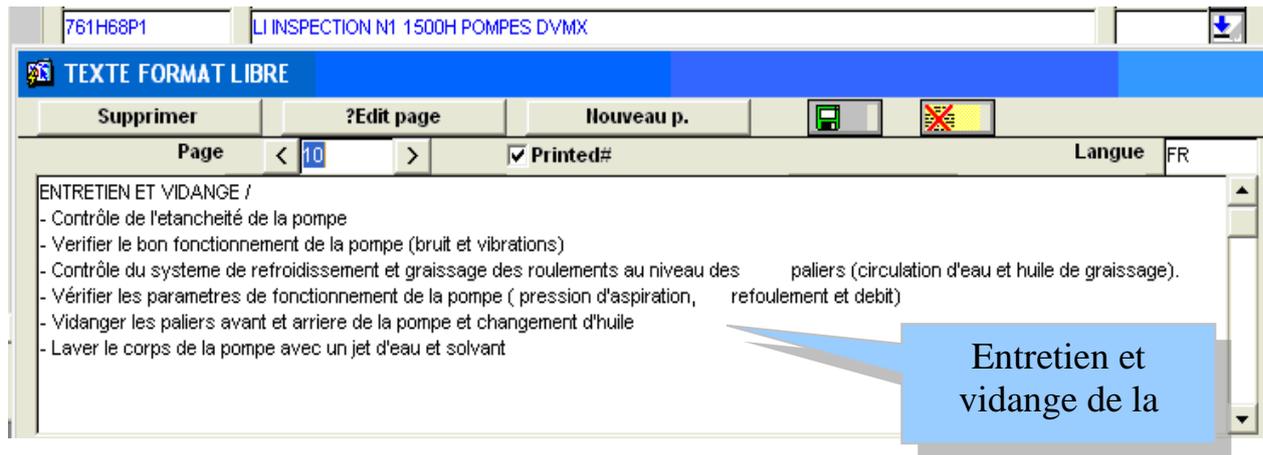


Figure 44 : entretien et vidange de la pompe

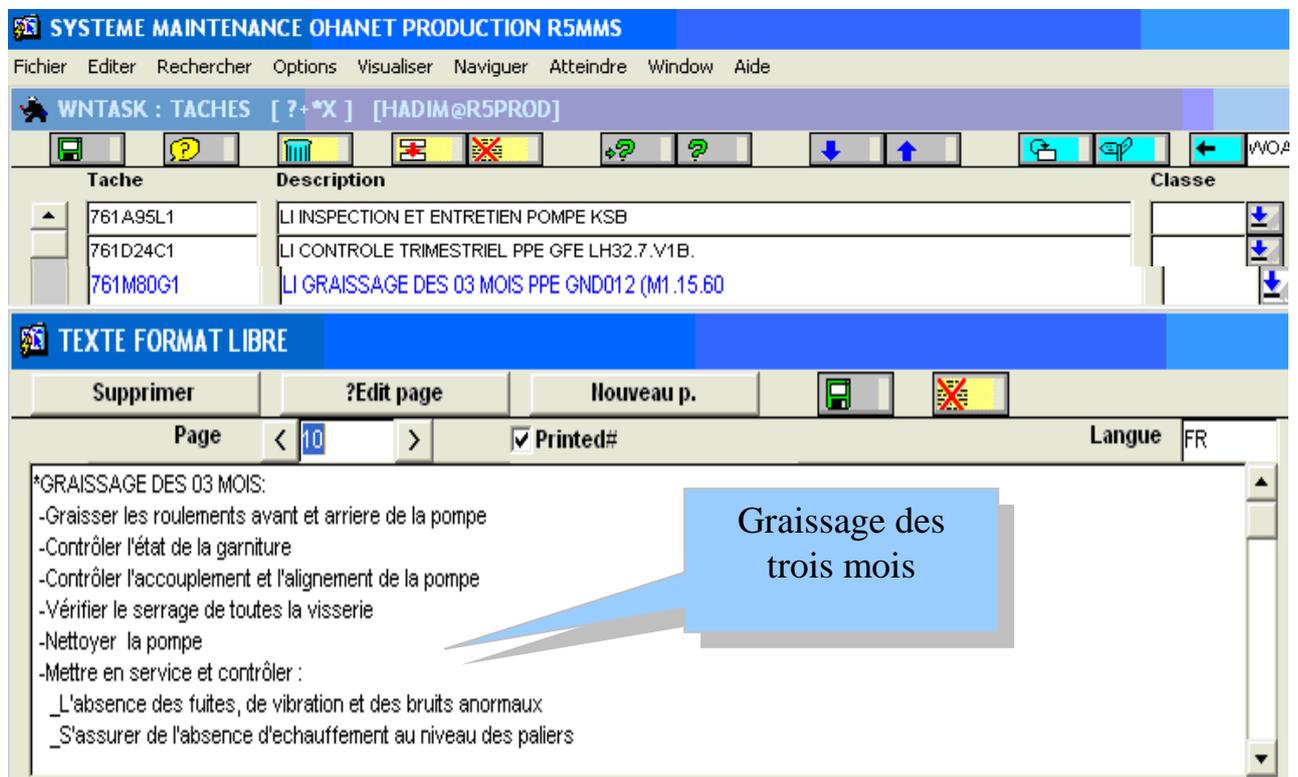


Figure 45 : graissage des trois mois

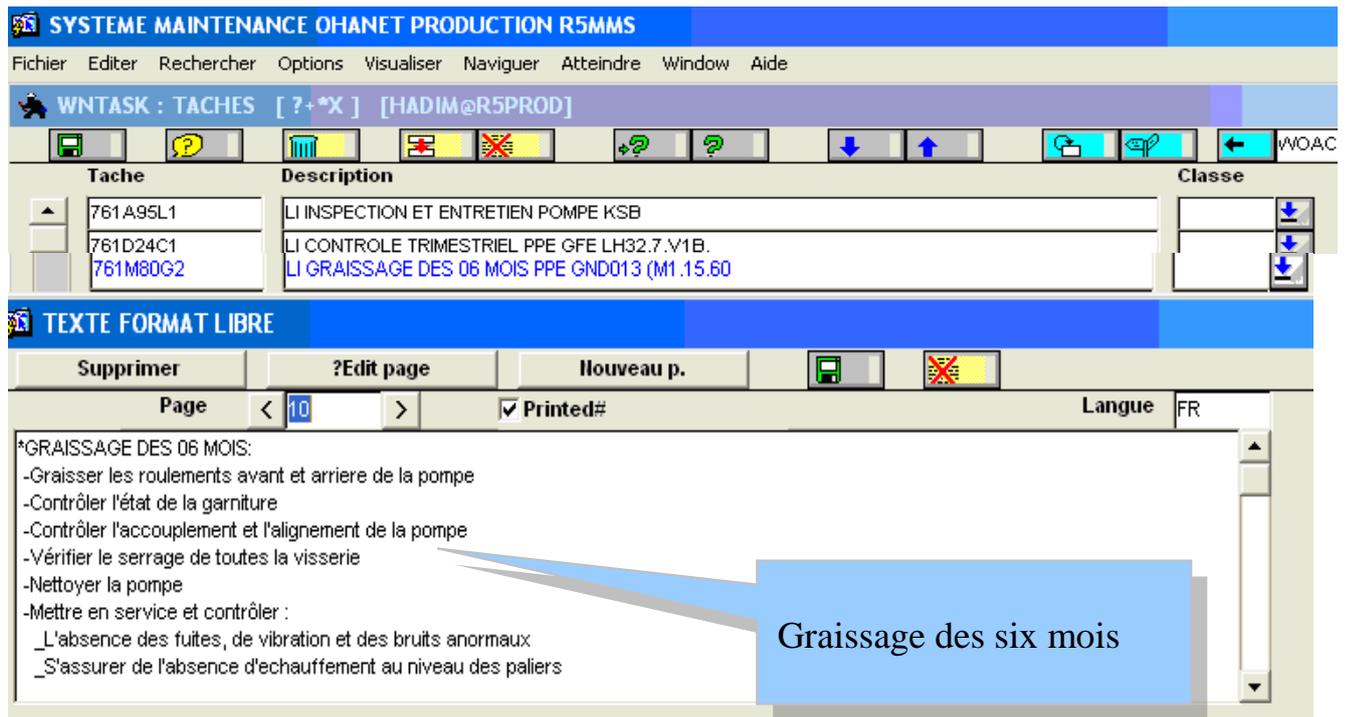


Figure 46 : graissage des six mois

- la maintenance préventive conditionnelle :
 A pour taches :

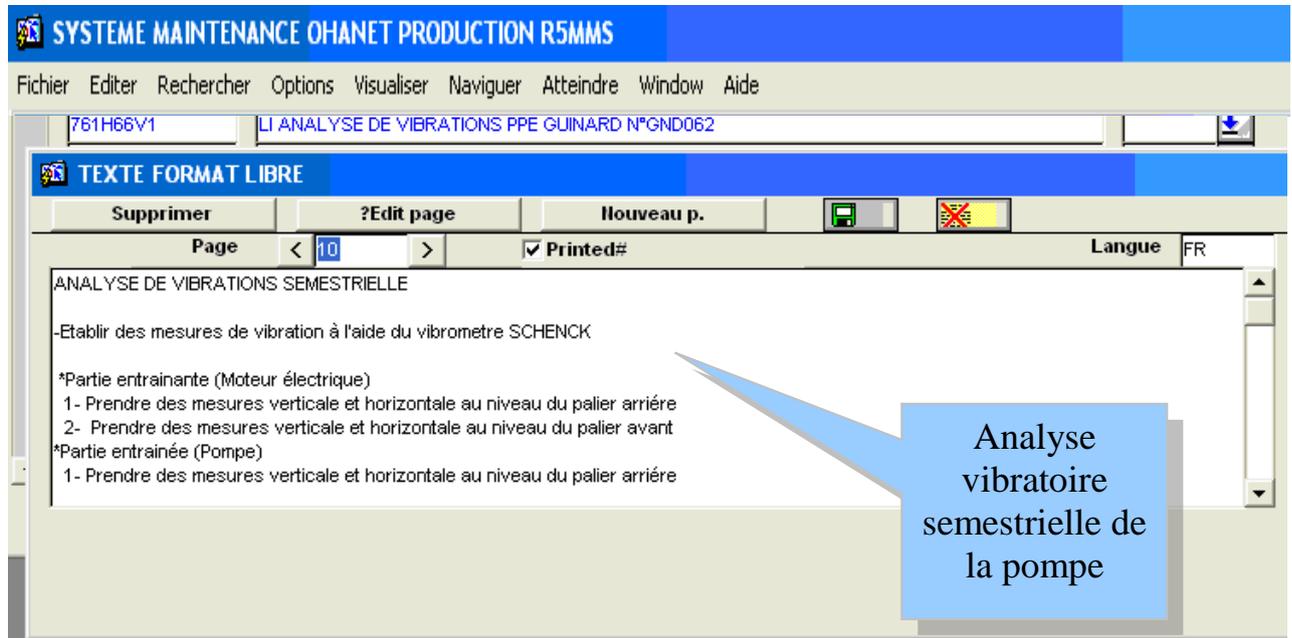


Figure 47 : analyse vibratoire semestrielle de la pompe

IV.6.2. La maintenance curative :

Qui est une intervention définitive de la maintenance corrective après défaillance de la machine en éditant l'ODM (ordre de maintenance) sur le GMAO Rapier.

IV.6.3. Entretien des pompes :

Dans un ensemble industriel, le budget d'entretien des pompes représente entre 4 et 21 % du budget total d'entretien, selon les unités de production.

Il existe deux types deux types d'entretien :

IV.6.3.1. Entretien correctif :

Il consiste à chercher systématiquement l'amélioration de l'état de l'équipement, et cela en étudiant :

- ❖ Son état.
- ❖ Les conditions de travail.
- ❖ La réparation des pannes.
- ❖ Les anomalies constatées durant les visites.

IV.6.3.2. Entretien préventif :

Il a pour but d'éviter le vieillissement de l'équipement, par :

- ❖ Le respect des consignes de marche.
- ❖ Le bon rodage et le bon graissage.
- ❖ Le nettoyage et l'inspection.

IV.6.4. Entretien de la pompe DVMX :

a) Garnitures à tresses :

La majorité des ennuis des presse-étoupes provient des garnitures trop ou inégalement serrées, surtout aux premières heures de fonctionnement, pendant lesquels une fuite plus abondante est recommandée.

Nous attirons l'attention sur les recommandations suivantes :

- serrer modérément et progressivement le chapeau de presse-étoupe et laisser fuir goutte à goutte, ce qui lubrifie, rode et refroidit la garniture.
- Tout excès de serrage provoquerait immédiatement la détérioration rapide du bourrage.
- Changer la garniture lorsque le chapeau de presse-étoupe arrive en butée sur la boîte pour ce :
 - extraire successivement le chapeau, puis les tresses et éventuellement la lanterne et les tresses de fond. (se référer à la pompe).
 - former les anneaux séparés de tresses à coupe bière, bien moulés aux dimensions du logement et de même qualité que la garniture originale.

- enfilez successivement les anneaux en alternant les coupes et interposer, éventuellement, la lanterne dans la même position qu'à l'origine remettre le chapeau en place en le serrant progressivement comme indiqué ci avant.

Dans le cas d'un bourrage en vrac répartir celui-ci bien régulièrement tout autour de l'arbre, pour former un anneau compact. On peut l'enfermer entre deux tresses, comme ci-dessous.

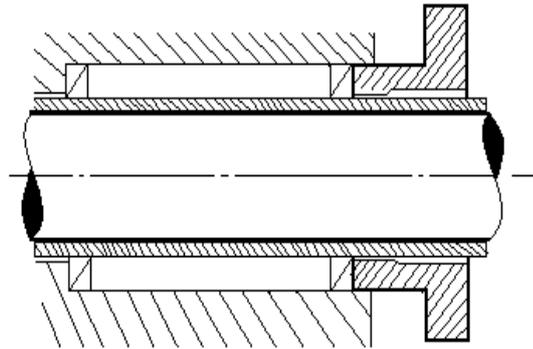


Figure 48 : Bourrage entre tresses de garde

b) Garniture mécanique :

Celles-ci sont réglées initialement dans les ateliers et ne nécessitent pratiquement pas d'entretien.

c) Paliers :

- Vérifier périodiquement le niveau d'huile.
- Ne pas dépasser le niveau max.
- Charger l'huile après les 50 premières heures de marche.

IV.6.5. Cycle de réparation :

Le cycle de réparation est l'ensemble de tous les travaux de réparation et d'entretien, il se termine par une réparation intégrale. Les temps d'arrêt de l'équipement dus aux réparations ne sont pas inclus dans le temps du cycle de réparation.

La moyenne des temps de bon fonctionnement (MTBF) de l'équipement est le temps entre deux réparations.

IV.6.6. Planning des travaux de réparation de la pompe :

- préparation de l'outillage et de la manutention.
- démontage des auxiliaires.
- vérification de l'alignement.
- démontage de la pompe.
- désassemblage des ensembles.
- inspection des pièces.
- contrôle des jeux.
- classement des pièces.

- assemblage des ensembles.
- montage de la pompe.
- essai et contrôle en marche (sur un banc d'essai).

Démontage de la pompe :

Pour démonter la pompe, on doit procéder comme suit :

- Se séparer au plan coupe de la pompe et coupe des garnitures mécaniques.
- Opérer avec soin et réparer les pièces au fur à mesure du démontage
- Classer les pièces en ordres.
- D'assurer de la fermeture des vannes d'aspiration et de refoulement pour isoler la pompe.
- purger le corps de la pompe en ouvrant les vannes de purge et d'évents.
- Débrancher le moteur électrique en repérant les connexions.
- Débrancher toutes les tuyauteries auxiliaires.
- Débrancher toutes les tuyauteries de garnitures mécaniques.
- Débloquent les écrous des goujons assemblant les demi –corps.
- Soulever le demi – corps supérieur avec beaucoup de précaution en le maintenant bien horizontalement.
- Enlever le capot et le ventilateur.
- Retirer le déflecteur et son joint.
- Desserrer tous les écrous.
- Extraire le demi-coussinnet supérieur.
- Extraire le rotor complet avec ses garnitures mécaniques et ses roulements.

Après on sert au démontage des composant suivants :

- 1) Paliers – butée.
- 2) Paliers coté accouplement.
- 3) Démontage de la garniture.
- 4) Enlever les bagues d'usures des roues.
- 5) Extraire les roues l'une après l'autre.
- 6) Enlever les bagues d'usures des roues.

Après avoir été désassemblés toutes les pièces de la pompe doivent être soigneusement lavés et nettoyer, ensuite classés en trois catégories :

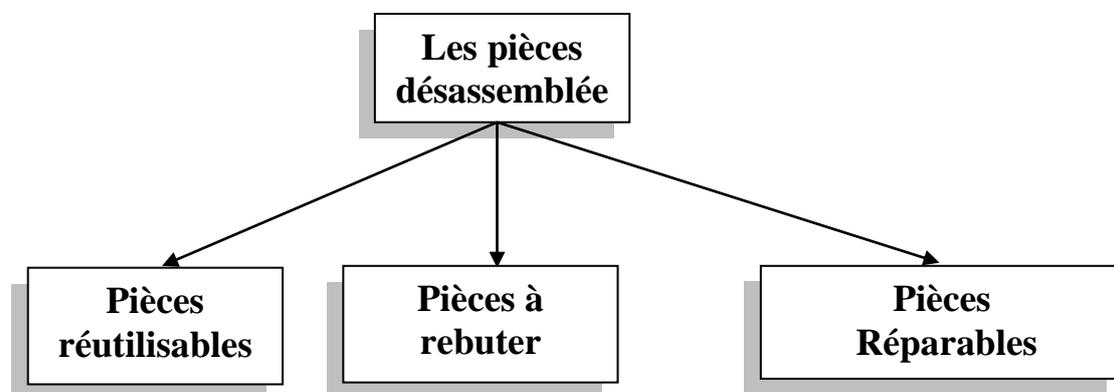


Figure 49 : schéma des types de pièces désassemblées

Pièces réutilisables :

Ce sont celles qui n'ont- pas subit une usure excessive, ou qui n'ont pas été usées du tout.

Pièces à rebuter :

Ce sont les éléments défectueux, qui ont subit une usure qui dépasse les limites admissibles d'usures.

Pièces réparables :

Les pièces doivent être restaurées, par l'un des moyens de restauration des pièces usées soit :

- Par soudage (rechargement, soudage)
- Par métallisation (traitement thermo-chimique)

Remontage de la pompe :

Le remontage de la pompe s'effectue dans le sens inverse du démontage. Les pièces ayant été classées dans l'ordre et proprement nettoyées, les vérifier soigneusement, en particulier les portées de l'arbre et la concentricité de celui-ci.

Toutes les pièces présentant des défauts doivent être remplacées.
On fait les opérations suivantes :

- 1) Remontage des roues.
- 2) Montages des garnitures mécaniques.
- 3) Montages des composants paliers.
- 4) Préparation du joint de corps de pompe.
- 5) Mise en place du mobile.
- 6) Fermeture des paliers.
- 7) Montage ventilateur.
- 8) Graissage des paliers.

Analyses des types d'usures possibles :

On remarque que la mise hors d'usage des pièces constituant la pompe résulte de plusieurs formes d'usure qui sont :

- **Usure abrasive :** Cette forme se manifeste par la présence de particules solides entre deux surfaces en contact. De ce fait on peut dire que la pénétration des particules à l'intérieur de la pompe et surtout au niveau des faces de contact de la garniture mécanique provoque l'usure abrasive
- **Usure corrosive :** C'est une dégradation d'origines chimique ou électrochimique subit par les matériaux métalliques par action de l'environnement.

- **Usure mécanique par frottement** : Cette forme d'usure se produit par le frottement des pièces à cause d'un manque de lubrifiant, ou ce dernier a perdu ces caractéristiques, d'où le grippage qui se manifeste, ce qui provoquera la mise hors d'usage de l'assemblage. On rencontre ce type d'usure sur les roulements et les portées d'arbre.

Analyse et remise en état des pièces usées :

Les pièces de la pompe sont soumises à des efforts pendant le fonctionnement, ces efforts sont parmi les causes principales de l'usure des surfaces en contact.

Les pièces d'usure de la pompe sont les suivantes :

- les roulements.
- les bagues d'usure.
- les grains de la garniture.
- les ressorts.
- les chemises.

Les pièces d'usures sont des pièces non réparables, par contre, l'arbre et les impulseurs sont des pièces réparables.

Les arbres fonctionnent sur des supports qui distinguent différents types d'usure. Quand l'arbre tourne autour des paliers, ce sont les surfaces des paliers qui sont soumises à l'usure. Mais après une exploitation prolongée, même avec lubrification parfaite, l'usure des portées d'arbre aura lieu.

Quand l'arbre tourne dans les roulements, c'est souvent la surface de contact de l'arbre qui s'use ainsi que la bague fixe, dans ce cas, la portée d'arbre présente des traces de grippage et pour changer le roulement, il faut réparer les portées d'arbre. On note que la méthode de réparation des portées d'arbre doit être choisie en fonction du type d'usure et de degré d'endommagement, dans le but de restituer les propriétés mécaniques initiales. Les portées usées sont remises en état le plus souvent par rechargement à l'arc électrique.

La lubrification :

Les méthodes de calcul des durées de vie des pièces tournantes sont valables, que si ces pièces sont convenablement graissées. Pour diminuer le frottement, on interpose entre les pièces en mouvement une couche réparatrice de lubrifiant qui a pour rôle de :

- réduire le frottement.
- contribuer au refroidissement des surfaces en contact.
- diminuer l'usure des pièces et contribuer à leur protection contre la corrosion.

Les lubrifiants courants sont les graisses et les huiles.

Pannes et remèdes :

Les types de défaillance de la pompe sont différents pendant l'exploitation, mais les symptômes peuvent nous donner les renseignements nécessaires pour les éliminer :

Pannes	Symptômes	Risques	Remèdes
Alignement défectueux	Vibration de la pompe	<ul style="list-style-type: none"> • Usure des roulements • Déséquilibre du rotor 	<ul style="list-style-type: none"> • Effectuer l'alignement • Serrer les boulons de fixation et changer les roulements si c'est nécessaire
Roulement usé	Bruits au niveau des paliers	<ul style="list-style-type: none"> • Détérioration des bagues d'usure • Détérioration des dents d'accouplement • usure des portées d'arbre 	<ul style="list-style-type: none"> • Réviser les paliers • contrôler la lubrification • vérifier les bagues d'usure
Fuites aux garnitures	Présence de particules étrangères (le sable sans notre cas)	<ul style="list-style-type: none"> • Usure d'arbre • Usure de la chemise 	<ul style="list-style-type: none"> • Changement du grain et nettoyage de l'arbre
Débit insuffisant	<ul style="list-style-type: none"> • Vitesse de rotation réduite • Hauteur d'aspiration • Entrée d'air à l'aspiration 	Cavitation	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier la vitesse de rotation • Vérifier la hauteur d'aspiration

Tableau 21 : types de défaillances des pompes

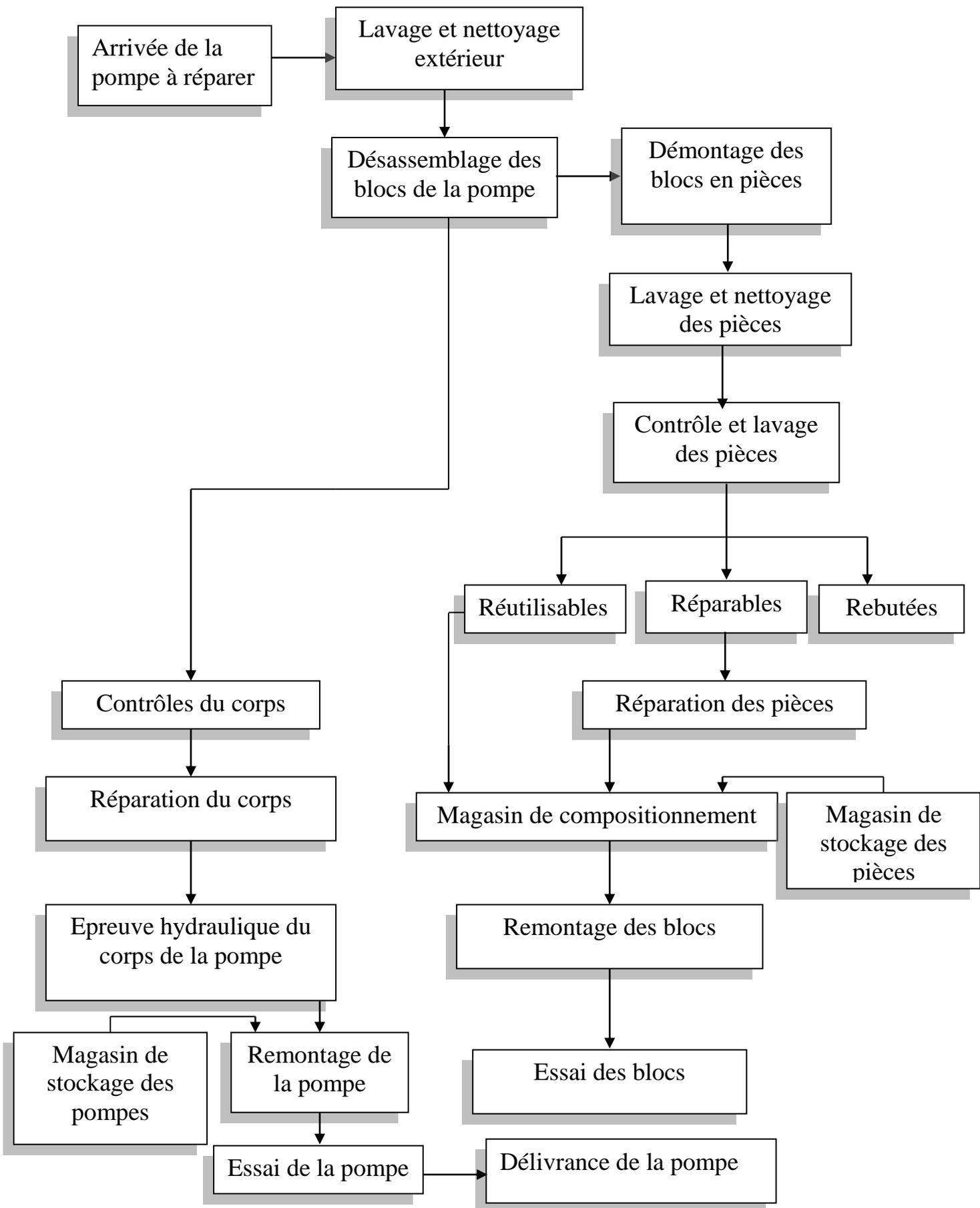


Figure 50 : schéma de la révision générale de la pompe

Conclusion :

La pompe est considérée comme la seule source d'expédition du pétrole. Un bon choix de la politique de maintenance est le but pour tirer un meilleur rendement et obtenir une plus longue durée de vie possible de la pompe en minimisant les coûts de réparation.

Conclusion générale

Le stage que nous a été de grande utilité sur le plan de la mise en application de nos connaissances théoriques acquises tout le long de notre formation à l'université de Boumerdès.

En effet cette étude nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques on les appliquant dans l'industrie, aussi de mieux comprendre le mode de fonctionnement des pompes centrifuges.

Vu l'importance des pompes centrifuges dans l'industrie pétrolière, ces dernières nécessitent une bonne maintenance, Dans le but de les maintenir en bonne état de fonctionnement et d'augmenter le coefficient d'utilisation technique des équipements par l'augmentation de la qualité de réparation, la diminution des temps d'arrêts forces des pompes.

Parmis, les fréquents problèmes qui mettent la pompe en panne nous avons :

- L'usure des paliers : C'est le résultat de l'abrasion superficielle par élimination de matière résultant du frottement externe de l'arbre, la particule abrasive prend naissance lors des périodes transitoires «démarrage, freinage, manque de lubrifiant, etc... »ou le palier travail en régime onctueux.
- La fatigue des roulements : Il s'agit des efforts de vibrations alternés et répétés entraînant une rupture.
- Fuite dans les garnitures : Elle est expliquée par l'usure des grains de la garniture mécanique et cela est causé par les particules abrasives (sable) véhiculées dans le brut ; pour remédier à ce problème, il faut installer des filtres de très haute qualité pour assurer une filtration adéquate du brut.

Le calcul de vérification mécanique a révélé l'aptitude de l'arbre à résister aux différents efforts auxquels il sera soumis durant le fonctionnement.

Le calcul hydraulique a confirmé les dimensions réelles du rotor et son adéquation avec les dimensions calculées.

Dans le but d'améliorer la maintenance de la pompe d'expédition DVMX à huit étages, on prévoit une maintenance préventive conditionnelle. Le choix de cette maintenance se trouve justifié grâce au rôle vital des pompes d'expédition.

Bibliographie

- [1] Fichier power point : Mr Ahmed SAYAH & Mr Hakim YAHIAOUI
« Séminaire Pompes centrifuges 2014» IAP. Boumerdès.
- [2] Fichier PDF : Massinissa DJERROUD
« Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge : roue-volute et roue diffuseur»
Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue.
- [3] V.Dorochenko « Pompes et installations de pompes »
Université des sciences et de la technologie d'Oran. 1988.
- [4] OURAGH Youcef
« Ecoulements forcés en hydraulique 1^{ere} partie et 2^{eme} partie».
- [5] Jeau Héng : l'usine nouvelle
Série : gestion industrielle
Pratique de la maintenance préventive.
Dunod, Paris, 2002
ISBN 210065610.
- [6] Mémoire de fin d'étude «Contribution au dimensionnement et choix d'une motopompe centrifuge destine au transport de brut »
Université KASDI merbeh Ourgla – 2008/2
- [7] CHAIB Rachid - La maintenance industrielle Edition
Université Mentouri de Constantine – 2004
- [8] Gestion de la maintenance et maitrise de la disponibilité des équipements.
Document sonatrach.
- [9] C.C ; Mémoire de fin d'étude :
«Étude du comportement des machines à commande numérique et élaboration d'une politique de maintenance ».
Edition USTHB -2007.

Annexe

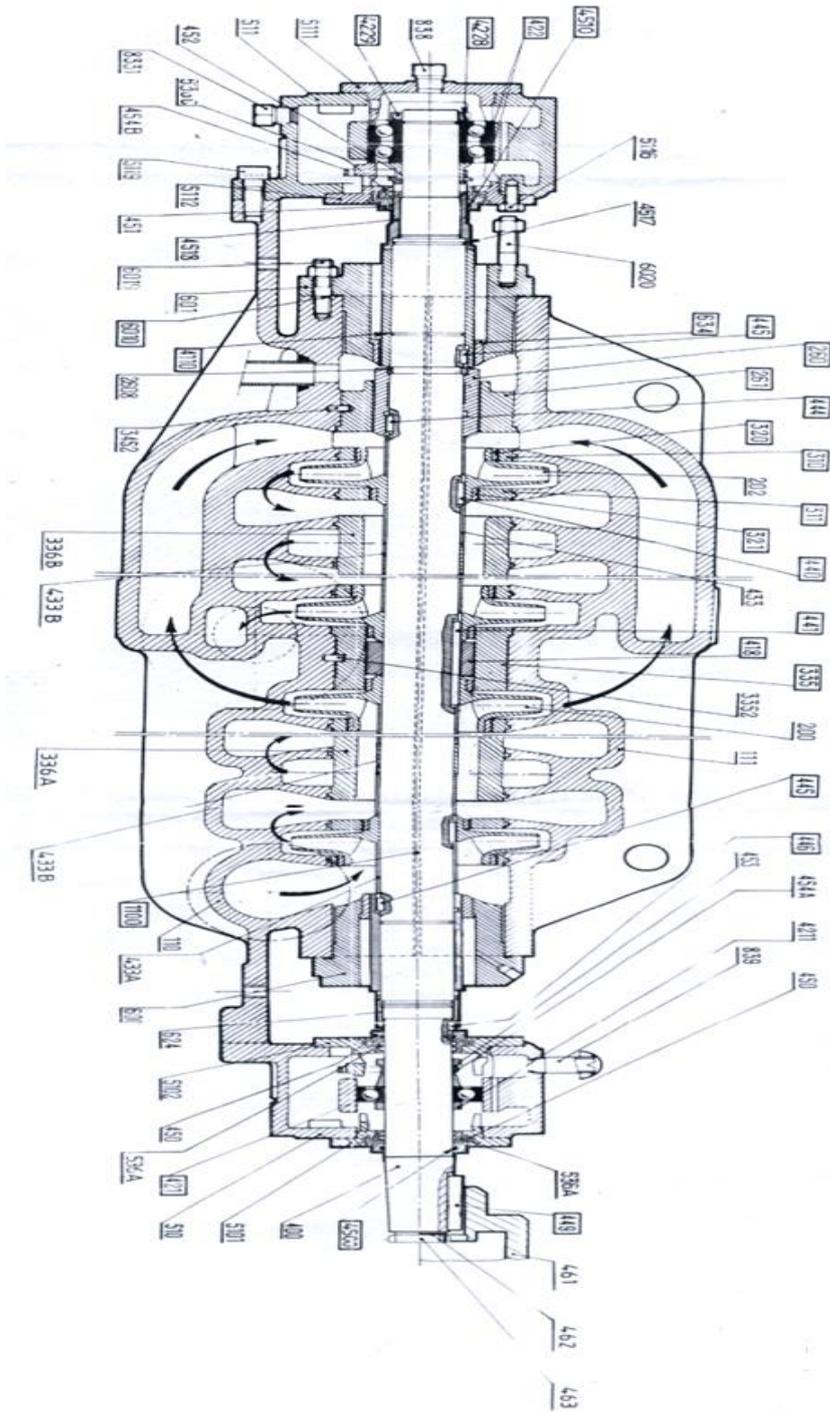


Schéma de la pompe DVMX en coupe longitudinale.