

Sommaire.....	I
Liste des figures	IV
Liste des tableaux.....	VI
Nomenclature.....	VII
Introduction.....	1

Chapitre 1 : généralité sur les pompes

1.1. Définition	2
1.2. Types de pompes	2
1.3. turbo pompes	2
1.3.1. Classification des turbopompes.....	3
1.3.1.1 Selon la trajectoire du fluide.....	3
1.3.1.2. Selon le nombre d'étages.....	4
1.3.1.3. Selon la disposition de l'axe de la pompe.....	4
1.3.2. Avantages et les inconvénients des turbopompes	4
1.4. pompes volumétriques.....	5
1.4.1. Pompes volumétriques rotatives.....	5
1.4.1.1. Pompes à palettes.....	6
1.4.1.1.1. Pompes à palettes libres.....	6
1.4.1.1.2. Pompes à palettes flexibles	7
1.4.1.1.3. Pompes à palettes guidées.....	7
1.4.1.2. Pompes à engrenages.....	8
1.4.1.2.1. Pompes à engrenages extérieurs.....	8

1.4.1.2.2. Pompes à engrenages intérieurs.....	9
1.4.1.3. Pompes à lobes	10
1.4.1.4. Pompes à vis.....	11
1.4.1.5. Pompes péristaltiques.....	12
1.4.2. Pompes volumétriques alternatives.....	13
1.4.2.1. Pompes à membranes, ou à soufflets	13
1.4.2.2. Pompes à piston.....	15
1.4.2.3 Utilisation des pompes à piston	17
1.4.2.3.1 Vérin hydraulique (Machinerie de pont de pêcheurie).....	17
1.4.2.3.2 Levier hydraulique (Machinerie de pont de pêcheurie).....	17
1.4.2.3.3 Rochet hydraulique.....	19
1.4.2.3.4 Levier mécanique	20
1.4.2.3.5 Système de base de transmission hydraulique	20
1.4.2.3.6 Circuit hydraulique	21
1.4.2.3.7 Graissage des remorques et semi remorques à l'aide d'une pompe à piston	21
1.4.2.3.7.1 Fonctionnement	23
1.4.2.3.8 Distributeurs à piston.....	23
1.4.2.3.9 Pompe à piston pour le pompage et le malaxage de béton	24
1.4.2.3.10 Pompe à soufflet	25
1.4.2.3.10.1 Construction compacte	25
1.5. Domaine d'utilisation des turbo pompes et des pompes volumétriques	27
1.6. Maintenance des pompes	28
1.6.1. Définition générale	28

1.6.2. Différentes formes de maintenance	29
1.6.3. 5 niveaux de la maintenance (des plus simples aux plus complexes).....	29
1.6.4. Maintenance des pompes volumétriques	30
1.6.5. Maintenance des pompes centrifuges.....	31

CHAPITRE 2 : SYSTEME BIELLE MANIVELLE

2.1 Composants de systèmes	32
2.2 Liaisons de bielle manivelle.....	34
2.3 Modélisation cinématique	35
2.4 Étude cinématique de la pompe à simple effet	36

CHAPITRE 3 : THEORIE GENERALE DES POMPES A PISTON A SIMPLE EFFET

3.1 Description et fonctionnement d'une pompe à piston.....	39
3.2 Puissance d'une pompe	40
3.3 Hauteur manométrique totale (hmt)	41
3.4 Hauteur d'aspiration	41
3.5 Perte de charge	42
3.6 Espace nuisible et son influence sur la hauteur d'aspiration	43
3.7 Amorçage	44
3.8 Influence de la course du piston sur la hauteur d'aspiration	45
3.9 Débit théorique d'une pompe à piston	45
3.10 Cycle réel	46
3.11 Régularisation du débit	48
3.12 Chambre pneumatique (Chambre d'équili	48

3.12.1 Capacité de la chambre pneumatique	49
3.13 Cavitation des pompes à piston	53
3.13.1 Définition	52
3.13.2 Vaporisation	52
3.13.3 Influence de la cavitation dans les circuits hydrauliques	53
3.13.4 Bruit de cavitation	54
3.13.5 Quelques méthodes pour éviter le bruit de cavitation	54
3.14 Partie calculs	55
Conclusion	64
Références bibliographiques	65

Liste des figure

Chapitre 1 : *Généralités sur les pompes*

Figure (1-1) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.	2
Figure (1-2) : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.....	3
Figure (1-3) : Fonctionnement pompes volumétriques rotatives.....	5
Figure (1-4) : Pompes à palettes libres.	6
Figure (1-5) : Pompes à palettes flexibles.	7
Figure (1-6) : Pompes à palettes guidées.....	7
Figure (1-7) : Pompes à engrenages extérieurs.....	8
Figure (1-8) : pompes a engrenages intérieurs	9
Figure (1-9) : Pompes à lobes.....	10
Figure (1-10): Pompes à vis (cas à 2 vis).	11
Figure (1-11) : Pompes péristaltiques.....	12
Figure (1-12) : Pompe à membranes.	14
Figure (1-13) : Principe pompe à piston.	15
Figure (1-14) : Pompe à piston à simple effet	16
Figure (1-15) : Pompe à piston à double effet	16
Figure (1.16) : Leviers hydraulique et mécanique.....	17
Figure (1.17) : vérin hydraulique, un système hydraulique de base.....	19
Figure (1.18) : groupe motopompe à piston monté sur le tracteur	21
Figure (1.19) : Pompe à piston PEF_ 90, à commande pneumatique.....	22
Figure (1.20) : distributeur à piston	23
Figure(1.21) : pompe à piston à beton	24
Figure (1.22) : pompe à soufflet.....	26
Figure (1-23) : domaine d'utilisation des pompes	27
Figure (1-24) : conception de la maintenance.....	29

Chapitre 2 : *Système bielle manivelle*

Figure (2-1): pièce de bielle manivelle.....	32
Figure (2-2) : mécanisme bielle manivelle dans le moteur thermique.	33
Figure (2-3) : Le mécanisme de La maquette de la barrière de péage.....	33
Figure(2-4) : Mécanisme d'une pompe a piston.....	34
Figure (2-5) : liaison de bielle manivelle.	35
Figure(2-6) : Système de transmission bielle manivelle	36
Figure (2-7): équation de déplacement en fonction des angles	37
Figure(2-8) :équation de vitesse en fonction des angles.....	37
Figure(2-9) : équation d'accélération en fonction des angles.....	38

Chapitre 3 : théorie générale des pompe a piston a simple effet

Figure (3-1) : phase d'aspiration.....	39
Figure (3-2): phase de refoulement.....	40
Figure (3-3): hauteur manometrique totale	41
Figure (3-4) :hauteur d'aspiration et de refoulement d'unepompe à piston	41
Figure (3-5) :espace nuisible de la pompe à piston	43
Figure (3-6) :débit théorique d'une pompe à piston à simple effet.....	45
Figure (3-7) :cycle théorique d'une pompe à piston à simple effet	46
Figure (3-8) :cycle réel d'une pompe à piston à simple effet.....	47
Figure (3-9) :pompe à 3 cylindres simple effet	48
Figure (3-10) :chambre pneumatique.....	49
Figure(3-11) :surface de refoulement de la pompe à piston	49
Figure (3-12) :surface de débit moyen	50
Figure (3-13) : volume emmagasiné dans la chambre pneumatique.....	50
Figure (3-14): grandeur des phénomènes de cavitation dans le matériel hydraulique.....	53
Figure (3-15) : cavitation pulsatoire dans les pompes à piston.....	53
Figure (3-16) : Débit instantané de la pompe à piston.....	57
Figure (3-17) : Surface de travail indiqué.....	58
Figure (3-18) : pompe élévatrice.....	61

Liste des tableaux

Chapitre 1

Tableau 1.1 : Avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres.....	6
Tableau 1.2 : Avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.	8
Tableau 1.3 : Avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs.....	9
Tableau 1.4 : Avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur.....	10
Tableau 1.5 : Avantages et les inconvénients des pompes à lobes.....	11
Tableau 1.6 : Avantages et les inconvénients des pompes à vis.....	12
Tableau 1.7 : Avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques.....	13
Tableau 1.8 : Avantages et les inconvénients des pompes à membranes.....	14
Tableau 1.9 : Avantages et les inconvénients des pompes à piston.....	27
Tableau 1.10 : (incidents, causes, remèdes) des pompes volumétriques.....	30
Tableau 1.11 : (incidents, causes, remèdes) des pompes centrifuges.....	31

Chapitre 2

Tableau (2-1) : transformation de mouvement rotation \Rightarrow translation.....	35
Tableau (2-2) : types de liaison mécanique	35

Nomenclature

α : angle entre rayon de manivelle et le tendon	[rd]
λ : rapport (rayon de manivelle / longueur de bielle)	[/]
ω : vitesse angulaire	[rd/s]
r : rayon de la bielle	[m]
L : longueur de bielle	[m]
X : position de piston	[m]
C : vitesse de piston	[m/s]
r : accélération de piston	[m/s ²]
D : diamètre de piston	[m]
D_c : diamètre de conduite	[m]
G : course de piston	[m]
V_0 : volume nuisible	[l]
S_0 : distance de course qui ramène le volume nuisible	[m]
h_a : pression atmosphérique	[m]
h_{as} : hauteur d'aspiration	[m]
J : perte de charge unitaire	[/]
λ_c : coefficient de perte de charge	[/]
L : longueur de conduite	[m]
q : espace nuisible	[m]
Q_p : volume engendré par le piston	[m ³ /s]
Q_{\max} : débit maximum	[m ³ /s]
Q_{moy} : débit moyen	[m ³ /s]
Q_{inst} : débit instantané	[m ³ /s]

F : surface de refoulement	[m ²]
A : section de piston	[m ²]
A' : surface de travail indiqué	[m ²]
A ₁ : surface de volume emmagasiné	[m ²]
A ₂ : surface de volume débité par la pompe	[m ²]
V ₂ : volume de fluide	[m ³]
V' ₂ : vitesse de fluide	[m ²]
Y : vitesse de piston	[m/s]
N ₂ : azote sous pression	[/]
η : rendement indiqué	[/]
T ind : travail indiqué	[Joule]
η g : rendement global	[/]
η v : rendement volumétrique	[/]
Pu : puissance utile	[w]
Pa : puissance absorbé	[w]
Pe : puissance d'entraînement	[w]
k : coefficient de transmission	[/]
$\frac{1}{\sigma}$: variation relative de pression	[/]

Introduction

La gratuité de l'eau et son importance dans la vie courante ont, depuis toujours, incité l'homme à réaliser des machines permettant son extraction de la source naturelle et son transfert jusqu'au point éventuel d'utilisation ou de rejet.

Pendant des siècles, en Egypte et aux Indes, des machines connues sous le nom de «Chadouf » ou de « Noria » ont été utilisées pour irriguer les cultures à partir de rivières ou de puits. La présente brochure laissera de côté, pour élever ou bien refoulé l'eau, ces dispositifs vétustés aux performances très modestes pour ne traiter que des installations modernes de pompes et stations de pompage utilisées dans les projets d'aménagements hydro-agricoles et d'hydraulique pastorale, villageoise ou urbaine.

Diverses études récentes ont montré que ces projets sont appelés à une grande extension au cours des prochaines décades.

Suivant l'importance des débits et la fréquence d'utilisation, les pompes pourront être du type : turbopompes, pompe volumétriques. La conception des pompes dépend de nombreux facteurs tel que :

- Le débit à pomper et sa hauteur d'élévation qui déterminent, en grande partie , le type de pompe à utiliser .
- Le genre d'exploitation domestique, collective, industrielle ou agricole, qui fixe à son tour certaine qualité (puissance , rendement, régulation)

Ce mémoire est composé de 3 chapitres :

Le premier chapitre présente une généralité sur les pompes, la classification des différents types des pompes ainsi que leur principe de fonctionnement, leurs avantages et inconvénients.

Ensuite le deuxième chapitre présente le système bielle manivelle qui entraîne le mouvement rectiligne alternatif de la pompe à piston.

Le troisième chapitre présent la théorie générale des pompes a piston et l'étude de chaque paramètre qui signifie les performances de la pompe.

Enfin je termine mon travail par une conclusion.

1.1 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 1-1).

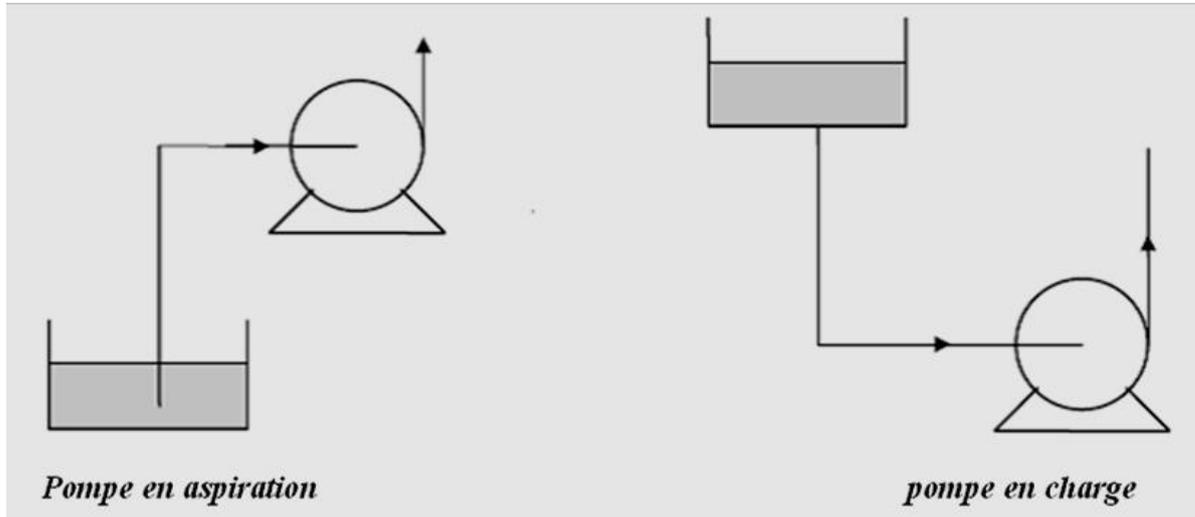


Figure (1-1) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

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.

1.2 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 turbopompes.
- 2- les pompes volumétriques.

1.3 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
- **Refolement** : 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 [3].

1.3.1 Classification des turbopompes :

1.3.1.1 Selon la trajectoire du fluide :

- A écoulement radial: (pompes centrifuges) (figure 1.2.a).
- A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges) (figure 1.2.b).
- A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices) (figure 1.2.c).

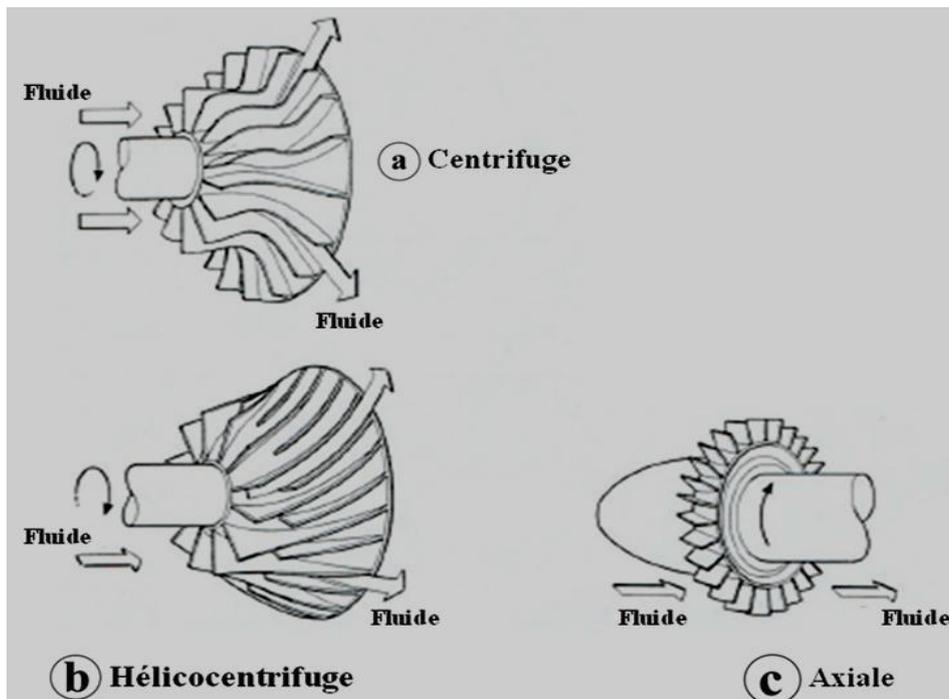


Figure (1-2) : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.

1.3.1.2 Selon le nombre d'étages

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

1.3.1.3 Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- c) pompe verticale
- d) pompe horizontale

1.3.2 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 coûteuse.

- 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) [3]

1.4 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 rotatives ;
- ❖ les pompes volumétriques alternatives ; [1]

1.4.1 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 [2] .

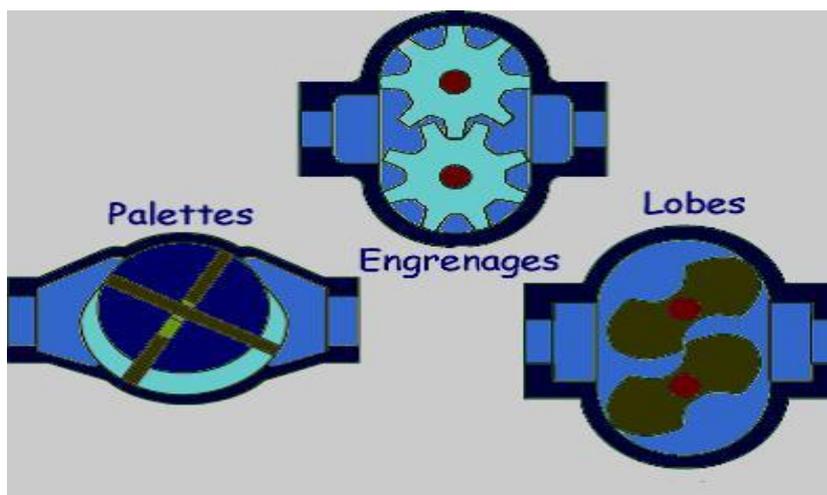


Figure (1-3) : Fonctionnement pompes volumétriques rotatives.

1.4.1.1 Pompes à palettes :

1.4.1.1.1 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 1-4).

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

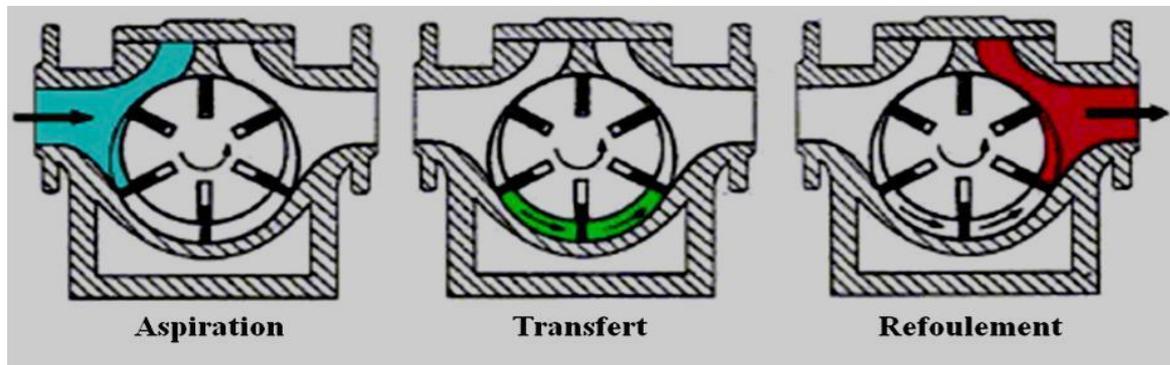


Figure (1-4) : Pompes à palettes libres [2]

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients des 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

1.4.1.1.2 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 1-5).

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 [2].



Figure (1-5) : Pompes à palettes flexibles [4]

1.4.1.1.3 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 1-6). 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 [4].



Figure (1.6) : Pompes à palettes guidées [4]

Tableau 1.2 : Avantages et inconvénients des 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

1.4.1.2 Pompes à engrenages :

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration et de refoulement tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe [2] .

1.4.1.2.1 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 1-7). 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 [4] .

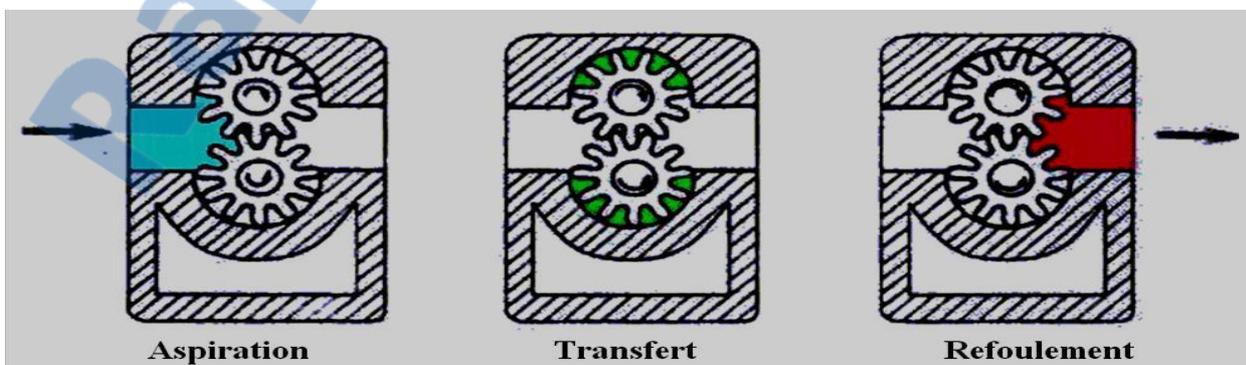


Figure (1-7) : Pompes à engrenages extérieurs [2]

Tableau 1.3 : Avantages et inconvénients des pompes à engrenages extérieurs [2] .

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

1.4.1.2.2 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 1-8). 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 pulsatoire (flux régulier) et est indépendant des conditions de variation de pression, laquelle peut atteindre 15 à 20 bars [4].

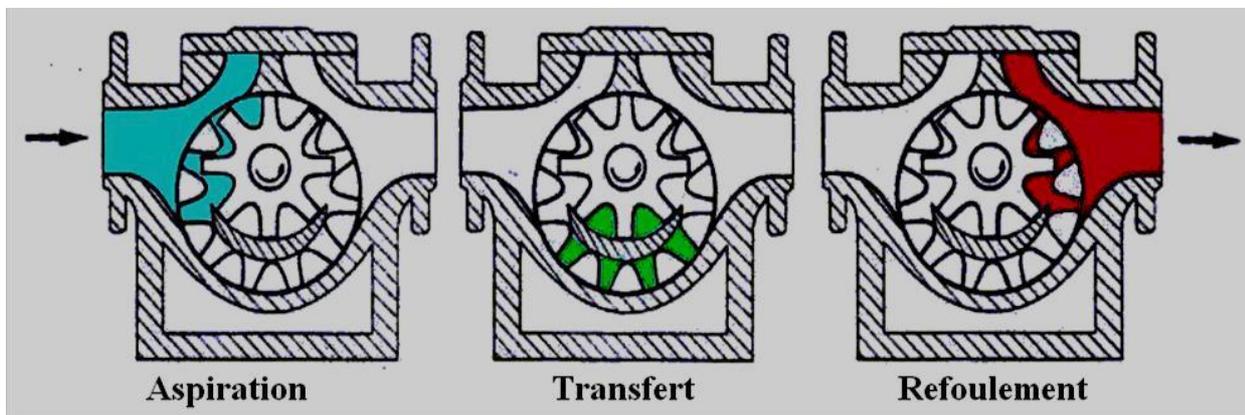


Figure (1-8) : Pompes à engrenages intérieurs [2]

Tableau 1.4 : Avantages et inconvénients des pompes à engrenages intérieur [2]

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 NPSH 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

1.4.1.3 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 1-9). 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 [4] .

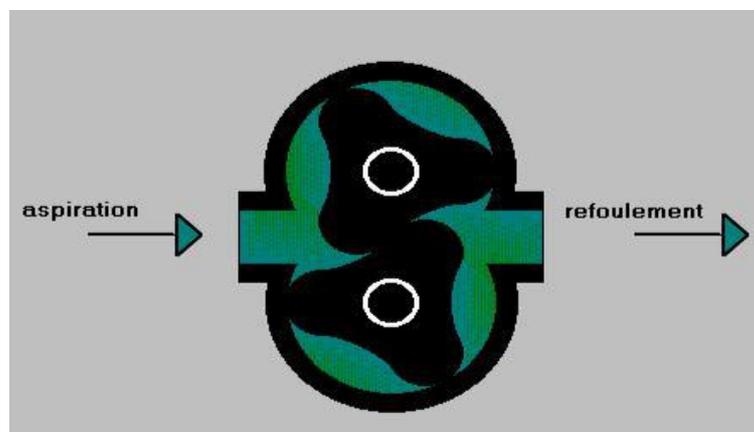


Figure (1-9) : Pompes à lobes [2]

Tableau 1.5 : Avantages et inconvénients des pompes à lobes [2]

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

1.4.1.4 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 1-10). Ces pompes peuvent tourner vite de pignons extérieurs (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 [4].

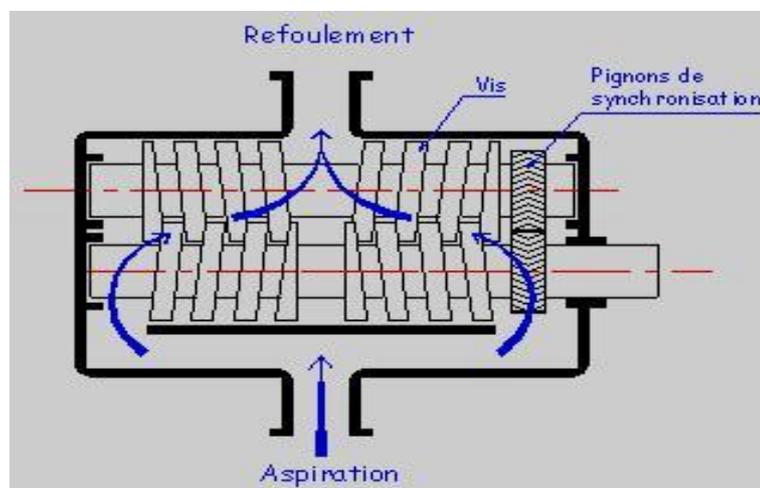


Figure (1-10): Pompes à vis (cas à 2 vis)

Tableau 1.6 : Avantages et inconvénients des pompes à vis [2]

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

1.4.1.5 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 1-11). 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 m^3/h . Par contre, le rendement est de 100 % et elle est la pompe doseuse par excellence.

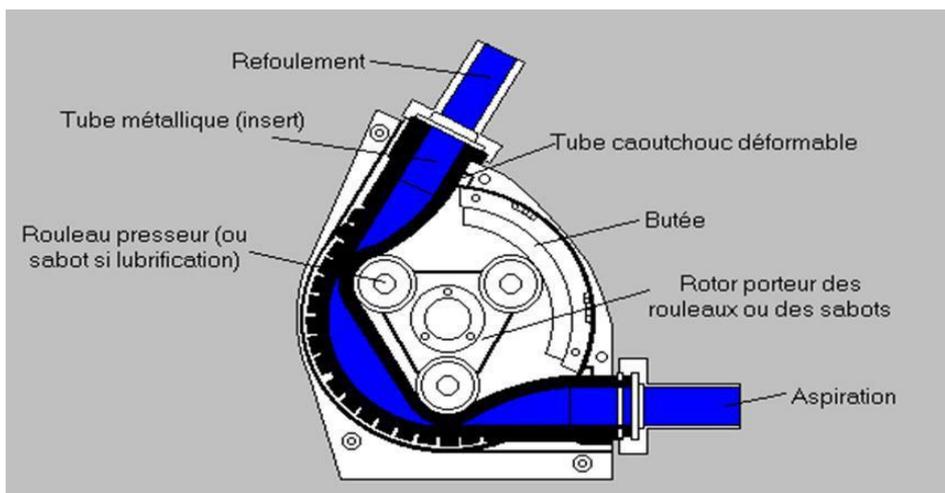


Figure (1-11) : Pompes péristaltiques

Tableau 1.7 : Avantages et inconvénients des pompes péristaltiques.

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

1.4.2 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 [1]

1.4.2.1 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 1-12). 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 [4].

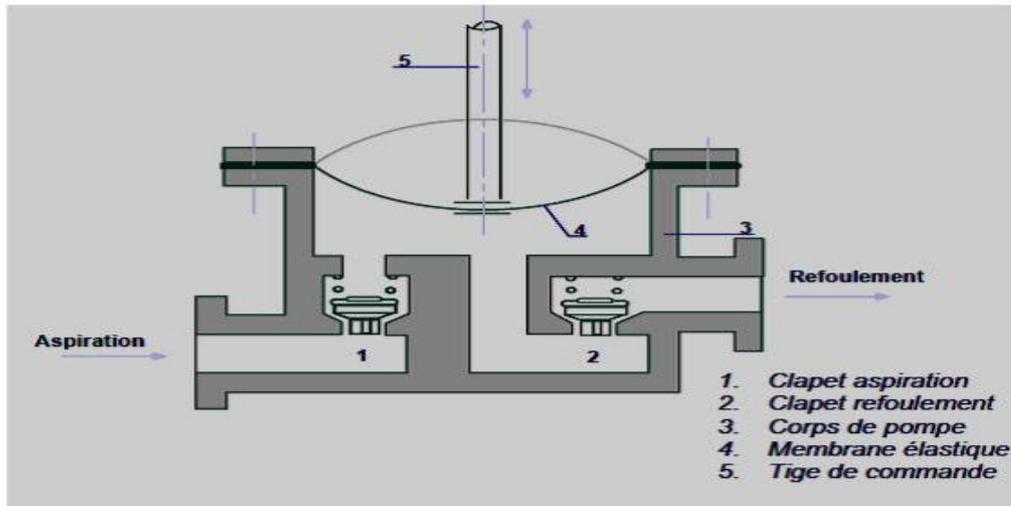


Figure (1-12) : Pompe à membranes [2]

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

Tableau 1.8 : Avantages et inconvénients des pompes à membranes [2]

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)

1.4.2.2 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 1-13).

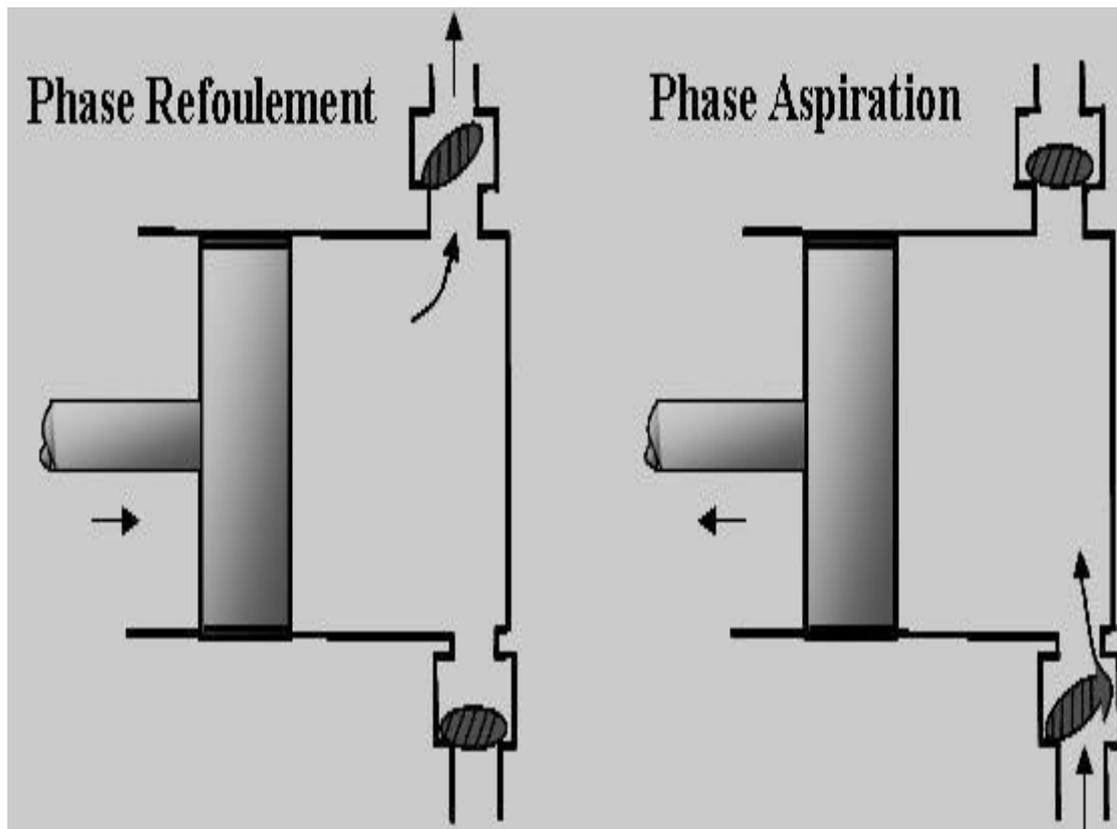


Figure (1-13) : Principe pompe à piston [2]

Il existe des pompes à piston simple effet (figure 1-14) et à double effet (figure 1-15).

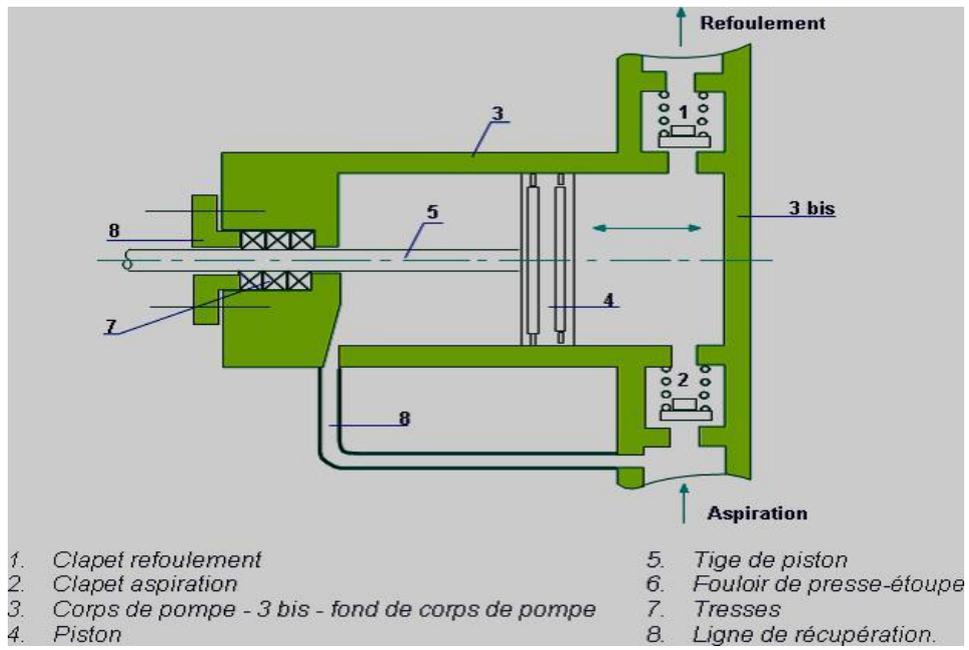


Figure (1-14) : Pompe à piston à simple effet [2]

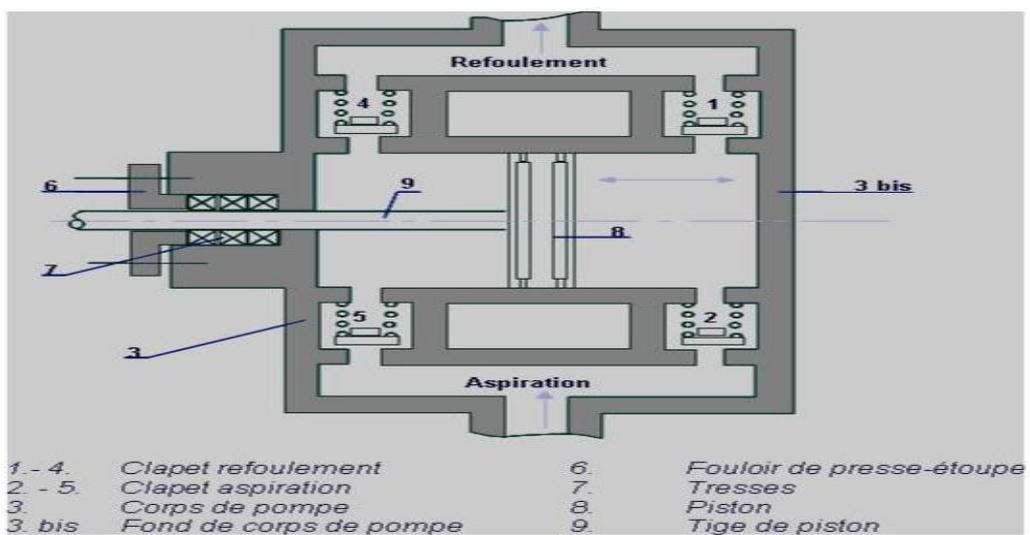


Figure (1-15) : Pompe à piston à double effet [2]

1.4.2.3 Utilisation des pompes à piston :

1.4.2.3.1 Vérin hydraulique (Machinerie de pont de pêche) :

Le vérin hydraulique est un outil communément employé pour soulever de lourdes charges. C'est un bon exemple d'application des leviers mécanique et hydraulique, et d'un rochet hydraulique. C'est également un système hydraulique complet, car il renferme tous les éléments nécessaires pour accomplir un travail hydrauliquement mais ici, le générateur de force motrice est un homme plutôt qu'un moteur fig (1.17)

1.4.2.3.2 Levier hydraulique (Machinerie de pont de pêche) :

Fondamentalement, le vérin hydraulique est un levier hydraulique constitué de deux cylindres contenant un liquide et reliés par un tuyau. Le gros cylindre de «vérin» possède un piston qui supporte la charge, et le petit cylindre de «pompe» possède un piston mû de haut en bas par l'opérateur. Quand une lourde charge est appliquée au gros piston, elle engendre une pression dans le liquide et il faut appliquer une force moins grande (ordinairement appelé effort) au piston de pompe pour empêcher ce dernier d'être expulsé du cylindre. Dans ces conditions, l'effort contrebalance la charge et il ne se produit pas de mouvement. Pour déplacer la charge, le liquide doit être poussé du cylindre de pompe vers le cylindre de vérin. Dans l'exemple du levier hydraulique (fig 1.16),

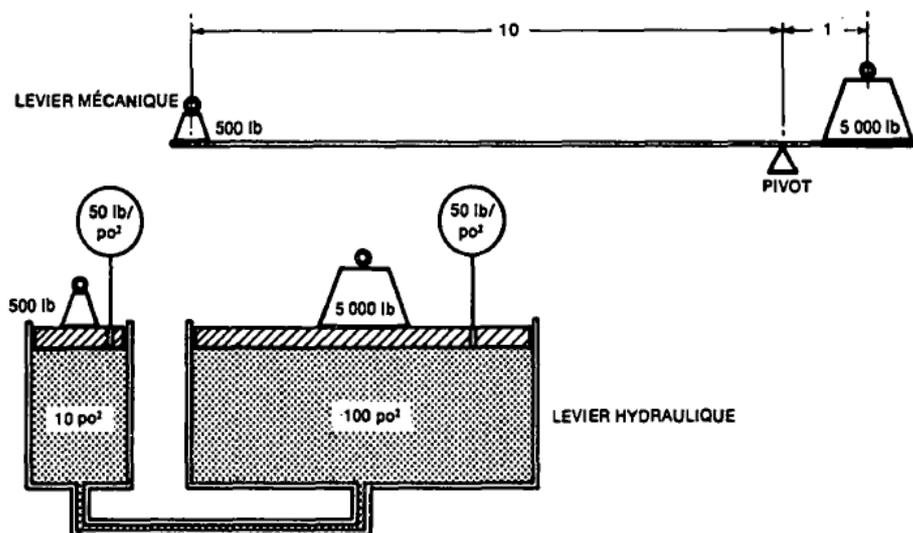


Figure (1.16) : Leviers hydraulique et mécanique

Imaginez un rapport de 1/10; le piston de pompe devra donc parcourir une distance 10 fois plus grande que le piston de vérin. Si le rapport est de 1/100, le piston de pompe devra parcourir une distance 100 fois plus grande que celle de la charge. Cela crée des problèmes de grosseur et de facilité d'opération qui limitent les avantages du levier hydraulique. Pour surmonter ces problèmes, on fait en sorte que la course du piston de pompe soit très courte, ordinairement environ 1 po, et que, après chaque course, le piston de pompe soit rétracté. Cela a pour effet de créer un vide dans la chambre de pompage, attirant ainsi une quantité supplémentaire de liquide d'un réservoir avoisinant, et la-course de pompage se répète. On pourra se demander, si un liquide n'a pas de force de tension, comment peut-il être tiré? Dans ce cas, «traction» s'applique à l'action du piston, non au liquide.

Quand le piston est rétracté, il se crée un vide dans la chambre; la pression du liquide à l'intérieur de la chambre diminue au-dessous de la pression atmosphérique, de sorte que l'atmosphère peut pousser plus de liquide dans la pompe. Le réservoir contient suffisamment de liquide pour permettre au piston de vérin de compléter sa pleine extension et, si le réservoir est bien fermé, il se forme un vide à mesure que le niveau du liquide baisse. Comme aucune autre force que la pression atmosphérique ne pousse le liquide dans la pompe, l'action du piston devient de moins en moins efficace, jusqu'à ce que le vide dans le réservoir soit le même que le vide dans la pompe et que le transfert de liquide cesse. C'est pourquoi le réservoir ne doit pas être parfaitement scellé. Il suffit d'un petit orifice dans le couvercle pour que la pression atmosphérique soit maintenue à l'intérieur du réservoir et que le maximum de «poussée» soit toujours disponible pour remplir la pompe de liquide.

- 1/100 : Echelle implique la formule suivante :
Dimension apparente = dimension réelle * (1/100)
- 1po : 1 pouce = 25,4 m
- 1b : 1 pound = 0,45 Kg

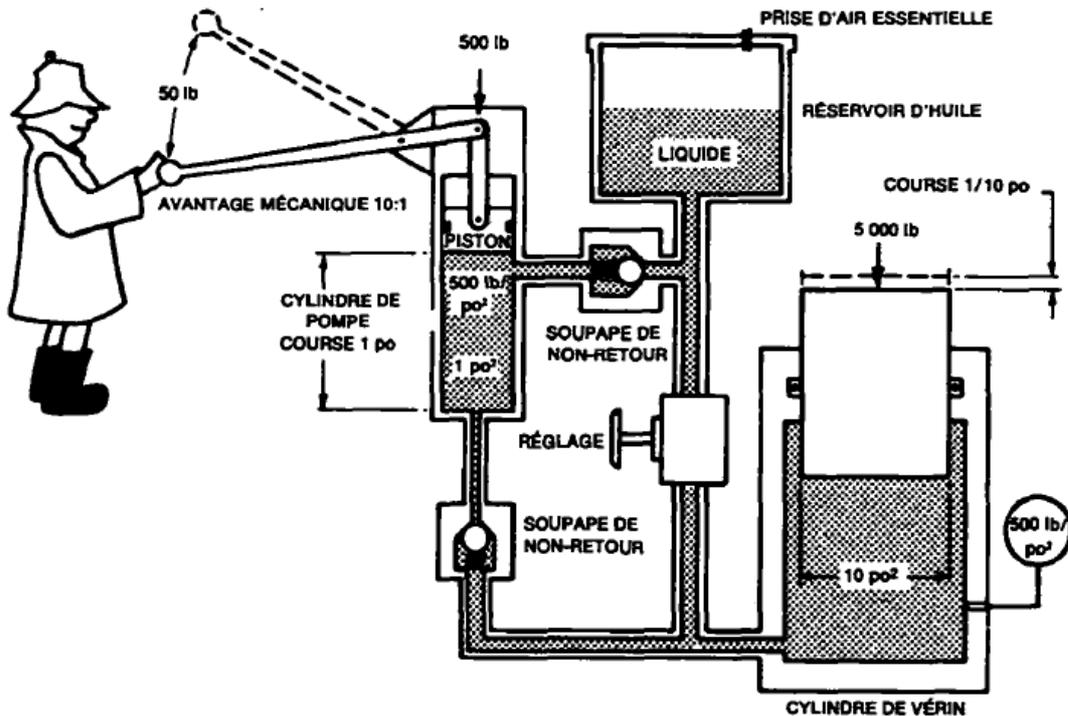


Figure (1.17) : Vérin hydraulique, un système hydraulique de base

1.4.2.3.3 Rochet hydraulique :

Quand le piston pompant d'un vérin hydraulique chasse un liquide de façon répétée pour se rétracter ensuite, on peut l'appeler rochet hydraulique. Pour que le rochet hydraulique soit efficace, il faut empêcher le liquide de sortir avec force du cylindre de vérin au moment où le piston se retire du cylindre de pompe. On insère dans le tuyau, entre les cylindres, un clapet

de non-retour qui permet au liquide de passer du cylindre de pompe au cylindre de vérin mais qui empêche son retour. Il faut un autre clapet de non-retour pour empêcher le piston de pompe de forcer le liquide dans le réservoir plutôt que dans le cylindre de vérin. On n'obtient du rochet qu'un mouvement unidirectionnel; si l'on veut descendre la charge, il faut contourner le rochet. On y arrive en ajoutant un tuyau entre le cylindre de vérin et le réservoir, et en plaçant une soupape sur le tuyau. Quand cette soupape est ouverte, -la charge force le liquide à retourner dans le réservoir, contournant le cylindre de pompe et les clapets de non-retour.

1.4.2.3.4 Levier mécanique :

Pour pousser le liquide dans le cylindre de vérin, le piston de pompe doit se mouvoir de haut en bas. Il n'est pas toujours facile de le faire directement. C'est pourquoi on installe un levier mécanique avec rapport d'environ 1/10 pour actionner le piston de pompe. Cela a pour effet non seulement de faciliter le fonctionnement du vérin hydraulique, mais aussi d'augmenter de 10 fois son rapport total. Dans l'exemple que nous avons choisi, le rapport total passerait à 1/100, c'est-à-dire un levier mécanique de 1/10 et un levier hydraulique de 1/10 . Le levier mécanique transmet les petites forces, alors que le levier hydraulique transmet les grandes forces.

1.4.2.3.5 Système de base de transmission hydraulique :

Le vérin hydraulique est un bon -exemple d'un système de transmission hydraulique, car-il contient les six composants fondamentaux de tout système. Un seul composant est liquide, les autres sont des composants mécaniques nécessaires à la manipulation du liquide et à la marche du système.

- 1) Le liquide est le composant fondamental d'un système hydraulique.
- 2) La pompe dans un vérin hydraulique consiste en un piston pompant actionné manuellement et deux clapets de non-retour. La pompe doit normalement fournir un débit continu de liquide et elle est conçue pour être actionnée par l'arbre rotatif du générateur de force motrice.
- 3) La commande est un cylindre et un piston de vérin. Elle reconvertit le mouvement liquide en mouvement mécanique, soit l'inverse de ce que fait la pompe.
- 4) Les contrôles sont nécessaires pour régler l'écoulement du liquide vers la commande et son retour, si une transmission hydraulique doit être efficace. Le contrôle du mouvement de la commande dans le vérin hydraulique est effectué par la soupape qui détermine si le cylindre de vérin retiendra, soulèvera ou descendra la charge, selon qu'elle est ouverte ou fermée.
- 5) Le réservoir emmagasine suffisamment du liquide pour permettre le fonctionnement en pleine course de la commande, plus la quantité requise pour remplir tout les composants et une réserve.
- 6) La tuyauterie relie la pompe à la commande, Toutes les transmissions hydrauliques ont besoin d'une tuyauterie pour transporter le liquide d'un composant à l'autre.

La tuyauterie est aussi importante à l'entraînement hydraulique qu'une chaîne à l'entraînement mécanique ou que les fils à la transmission électrique.

1.4.2.3.6 Circuit hydraulique :

Quand un vérin hydraulique est en opération, le liquide est retiré du réservoir d'entreposage et transféré dans le gros cylindre de vérin où il est entreposé sous pression.

Le niveau du liquide dans le réservoir baisse et le volume du cylindre de vérin augmente.

À mesure que la charge descend, le cylindre de vérin retourne le liquide au réservoir. Dans la plupart des systèmes, cependant, il y a transmission continue de l'énergie et la pompe doit pouvoir s'alimenter à une source illimitée de liquide, autrement elle manquera rapidement d'huile. Le liquide ne peut donc pas être entreposé à la commande, comme dans le cas du vérin hydraulique. Il doit accomplir son travail sur la commande et retourner ensuite immédiatement au réservoir.

Ce faisant, il complète un circuit, par des tuyaux reliés entre eux, depuis le réservoir jusqu'à la pompe, de la pompe à la commande et de là retourne au réservoir, pour assurer à la pompe tout le liquide dont elle a besoin. Le circuit hydraulique est le chemin parcouru par le liquide quand il est retiré du réservoir, pressurisé et qu'il reçoit de l'énergie par la pompe actionnée par le moteur, se débarrasse de cette énergie à la commande pour enfin retourner au réservoir sous basse pression et être prêt à être utilisé de nouveau.

1.4.2.3.7 Graissage des remorques et semi remorques à l'aide d'une pompe à piston :



Figure (1.18) : groupe motopompe à piston monté sur le tracteur

Le groupe est monté sur le tracteur. Le circuit primaire de la remorque est relié au système de graissage centralisé du tracteur au moyen d'un raccord rapide.

Le groupe se compose pour l'essentiel

- d'une pompe à piston à commande pneumatique, dotée d'un ressort de rappel,
- d'une soupape d'aspiration,
- d'une soupape de décharge et de décompression combinée,
- d'un réservoir de lubrifiant se présentant sous forme de soufflet entouré d'un réservoir de protection,
- d'un raccord de remplissage du réservoir de lubrifiant.

La conception spéciale du réservoir prévient tout contact du lubrifiant avec le milieu extérieur.

Le réservoir de protection transparent permet de contrôler facilement le niveau de remplissage.



Figure (1.19) : Pompe à piston PEF_ 90, à commande pneumatique

1.4.2.3.7.1 Fonctionnement :

La pression exercée par l'air comprimé déplace le piston en direction de la sortie. Le lubrifiant introduit dans la chambre de la pompe par la soupape d'aspiration est envoyé dans le système par la soupape de décharge et de décompression combinée.

Lorsque cesse la pression exercée par l'air comprimé, le piston est ramené en position initiale par le ressort de rappel. La décompression ainsi produite ramène également la soupape combinée en position initiale, qui ouvre l'orifice de décompression. Le circuit primaire décompresse.

Cette décompression entraîne l'ouverture des liaisons chambres de dosage points à lubrifier au niveau des distributeurs, si bien que les pistons doseurs à commande à ressort peuvent à présent envoyer le lubrifiant aux points de graissage.

La décompression produite par le mouvement de retour du piston provoque l'ouverture de la soupape d'entrée et la chambre de la pompe se remplit de lubrifiant.

La pompe a accompli un cycle de fonctionnement.

1.4.2.3.8 Distributeurs à piston :



Figure (1.20) : distributeur à piston

Les distributeurs assurent la répartition et le dosage individuels du lubrifiant que la pompe envoie aux points à graisser.

Des têtes de dosage amovibles permettent d'adapter la dose de lubrifiant aux besoins du point à desservir.

Le volume de lubrifiant apporté à chaque point ou consommé par l'ensemble de l'installation peut être en outre modulé par la fréquence de graissage, c'est à dire par le nombre de pompage par unité de temps.

Le lubrifiant est débité sous la pression d'un ressort à mémoire, mais uniquement à l'issue du temps de fonctionnement de la pompe, c'est à dire à la décompression

Pendant la course du piston, la coupelle (soupape à deux voies) du distributeur obstrue la sortie vers le point à graisser si bien que le lubrifiant est stocké sous le piston. À la décompression du circuit primaire (ouverture du clapet de décompression de la pompe), elle libère l'orifice de sortie.

Les canalisations et les distributeurs de l'installation doivent être implantés de façon à permettre l'évacuation spontanée de l'air présent dans le système par les points à lubrifier. Pour cela, il convient d'installer à un endroit autorisant la purge du système des distributeurs à sorties horizontales ou vers le haut.

Chaque sortie ne doit desservir qu'un seul point à lubrifier

1.4.2.3.9 Pompe à piston pour le pompage et le malaxage de béton :



Figure(1.21) : pompe à piston à beton

La pompe à pistons est une machine complète pour le malaxage, le pompage et la projection, dotée d'un malaxeur, d'une pompe et d'un compresseur.

La pompe à piston synonyme de grande fiabilité, robustesse, longévité et performance de pointe. Sa simplicité et la facilité de son utilisation contribuent pour obtenir un malaxage optimal, cette dernière répond aux plus hautes exigences de rentabilité et fiabilité en alliant haute performance, réduction des coûts de fonctionnement et intervalles d'entretien allongés. Vous la trouverez sur les chantiers les plus difficiles du monde.

1.4.2.3.10 Pompe à soufflet :

Le pompage en douceur de la pompe à soufflet, combiné à des surfaces d'étanchéité réduites, permet d'optimiser le maniement des matériaux sensibles au cisaillement, y compris les revêtements UV et les produits en phase aqueuse.

- **Applications :**

- Produits catalysés
- Vernis et laque
- Produits à haut extrait sec
- Produits abrasifs
- Produits solvant et hydro
- Produits sensibles à l'humidité
- Produits à séchage UV
- Lignes de machine à ligne plate

1.4.2.3.10.1 Construction compacte :

1. Clapet à bille vertical

- Siège réversible pour une usure uniforme
Et une longue durée de vie
- Le contrôle externe permet un entretien rapide
des matériaux collant et séchant facilement

5. Cylindre et tige de piston

- Conçu pour une large gamme de
revêtement

6. Joint du piston

Configurations multiples pour la

2. Vanne d'air externe

- Simplicité d'installation et de maintenance

3. Collecteur de sortie

- Simplifie le raccordement et l'installation

4. Support de pompe

- Y compris pour un montage aisé

comptabilité des produits

7. Soufflets d'étanchéité haute résistance

Grande longévité dans les applications abrasives

8. Accessoire de siège en carbure

idéal pour les produits abrasifs

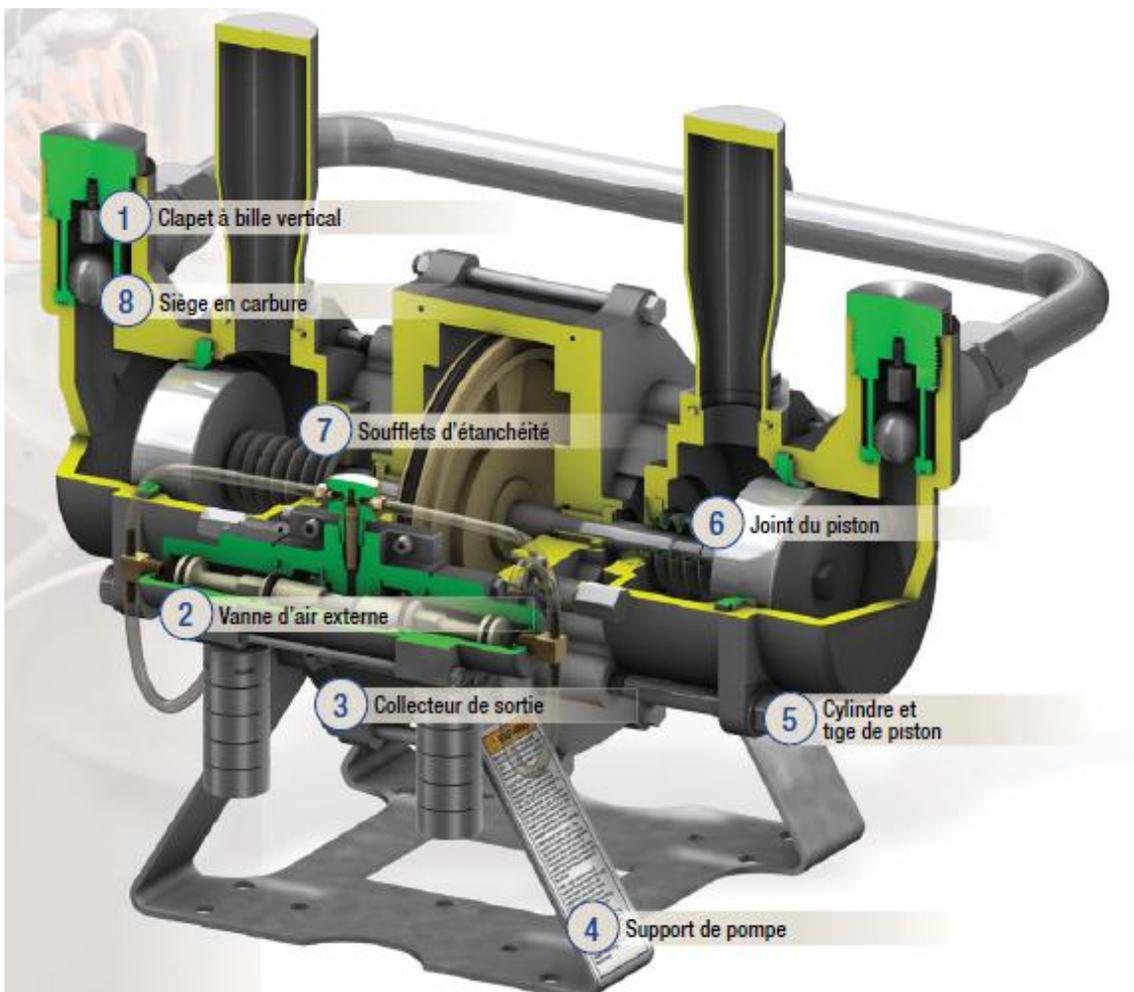


Figure (1.22) : pompe à soufflet

Tableau 1.9 : Avantages et inconvénients des pompes à piston

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

1.5 Domaine d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques :

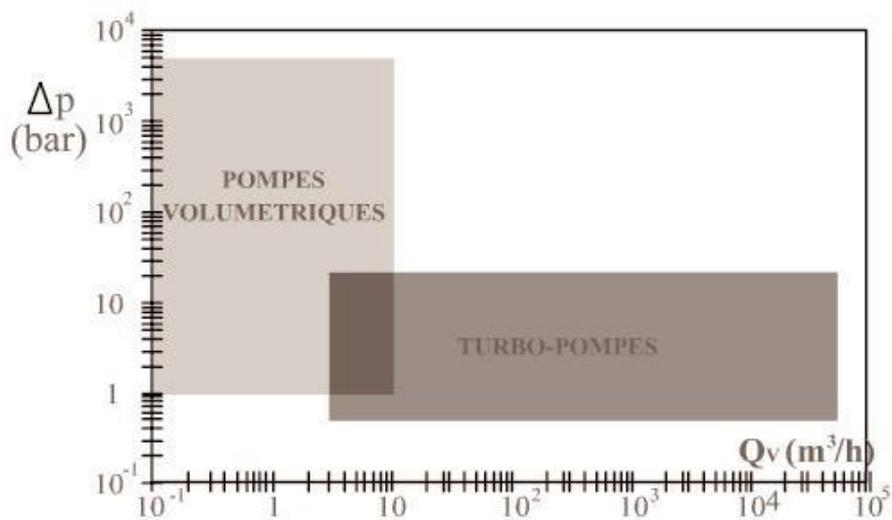


Figure (1-23) : domaine d'utilisation des pompes [3]

- **Pompes volumétriques :**

Ont un domaine d'application de pression jusqu'à 10 000 bar et des débits de 0,1 à 10 m^3/h .

Elles peuvent être rotatives ou alternatives, elles peuvent s'appliquer aux liquides et aux gaz.

Donc les pompes volumétrique utilisées pour générer de grandes pressions.

- **Turbopompes :**

Ont un domaine d'application de pression de 0,6 à 20 bar et des débits jusqu'à 50 000 m^3/h . Elles peuvent aussi s'appliquer aux liquides et aux gaz. Donc les turbopompes utilisées pour générer de grands débits.

1.6 Maintenance des pompes

1.6.1 Définition générale

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 qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production.

1.6.2 Différentes formes de maintenance :

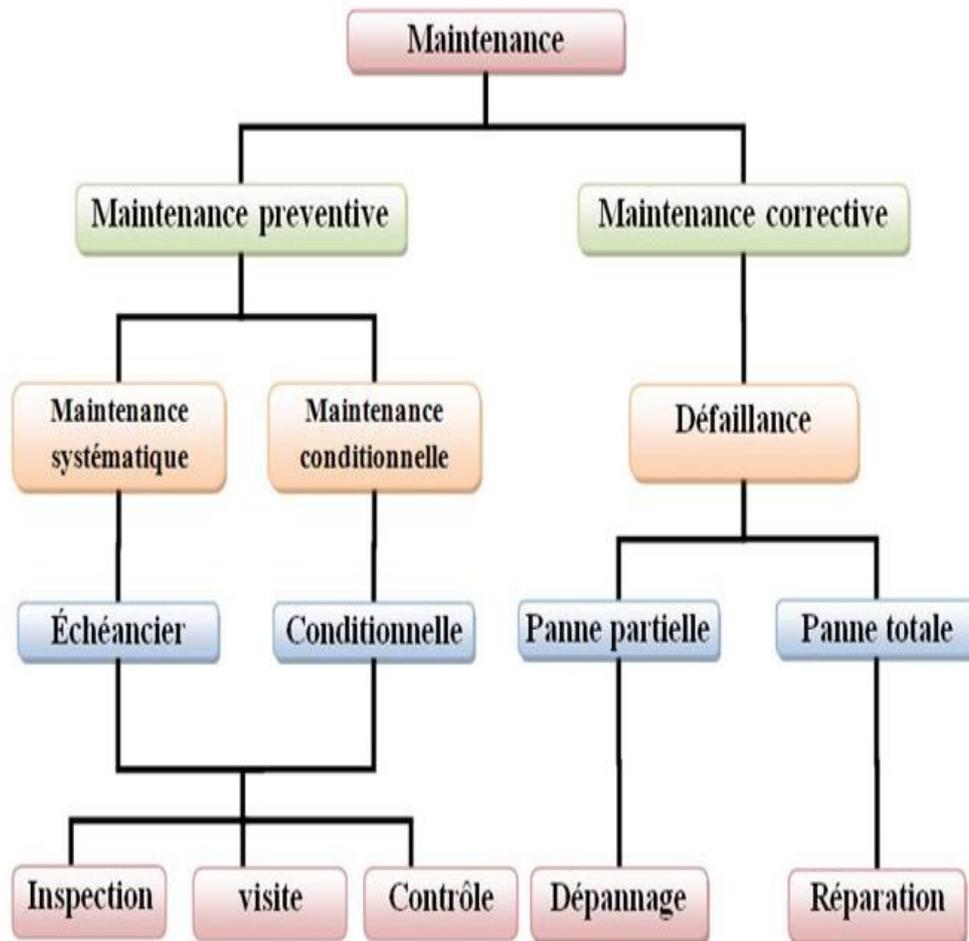


Figure (1-24) : Conception de la maintenance

1.6.3 5 niveaux de la maintenance (des plus simples aux plus complexes) :

- 1- réglages simples,
- 2- dépannages par échange standard et petites opérations de maintenance préventive,
- 3- identification, diagnostic, réparation,
- 4- maintenance importante,
- 5- rénovation, reconstruction.

1.6.4 Maintenance des pompes volumétriques:

Tableau 1.10 : Incidents, causes, remèdes des pompes volumétriques

Incidents	Causes	remèdes
Pas de débit ou insuffisant	Mauvais sens de rotation Non amorcé NPSH insuffisant Pression a l'entrée insuffisante	Evacuer les gaz Revoir le diamètre de tuyauterie, la température et la hauteur d'aspiration Augmenter la pression absolue
Débit irrégulier	NPSH insuffisant Cavitation Entrée d'air dur l'aspiration Pression a l'entré insuffisante	Revoir l'étanchéité de la ligne Réduire le débit, recalculé Augmenter la pression absolue
Sous débit	NPSH insuffisant Cavitation Entrée d'air dur l'aspiration Pression a l'entré insuffisante Viscosité trop basse Température de produit très haute Baisse de pression importante Vitesse trop lente	Augmenter la vitesse Vérifier la régulation Revoir le diamètre de tuyauterie, la température et la hauteur d'aspiration Augmenter la pression absolue

1.6.5 Maintenance des pompes centrifuges :

Tableau 1.11 : Incidents, causes, remèdes des pompes centrifuges

Incidents	Causes	Remèdes
Performance trop faible	Mauvais sens de rotation Contre pression trop forte Hauteur d'aspiration trop importante ou NPSH mal déterminé Serrage de presse étoupe insuffisant	Nettoyer les tuyauteries Dégazer, remplir la pompe et la tuyauterie d'aspiration Ouvrir la pompe et nettoyer Changer les pièces usées Contrôler le niveau liquide dans le réservoir
Fonctionnement instable et bruyant	Contrainte sur la pompe ou sur le groupe motopompe Hauteur d'aspiration trop importante Corps étranger dans la pompe	Vérifier l'installation, la pompe ne doit pas supporter les tuyauterie Le châssis est bien fixé
Fuite de la pompe	Fuite entre les cellules ou la volute Fuite a la garniture mécanique Fuite trop abondante	Réserrer les tirants ou boulant Changer les anneaux et / ou serrer le fouloir Contrôler le bon fonctionnement de la partie fixe est la partie mobile
Elévation de température dans la pompe	Pompe et tuyauterie mal remplies La pompe n'est pas amorcé, charge trop faible Le débit minimum n'est pas assurer pour refroidir	Vérifier l'ouverture les vannes en aspiration et le filtre Vérifier le débit minimum Ouvrir la vanne de refoulement

2.1 Composants de systèmes :

- Inventé au XV^{ème} siècle, ce système fut l'une des plus grandes innovations de l'époque puisqu'il permit le développement de nouvelles machines telles que les pompes à piston. Le système-bielle manivelle est un système qui tire son nom des deux pièces mécaniques qui le caractérise la bielle et la manivelle ce dispositif transforme un mouvement de rotation en mouvement de translation et vice-versa.
- Ce système est réversible car l'entrée et la sortie peuvent être permutées. Il permet de transmettre et transformer un mouvement à l'aide de quatre pièces principales :
 - La manivelle : disque tournant continuellement autour d'un même axe constituant généralement l'entrée du mouvement.
 - La bielle : pièce assurant la liaison entre la manivelle et le piston au moyen de deux liaisons pivot.
 - Le piston : cette pièce constitue généralement la sortie du mouvement. Le piston présente un mouvement rectiligne de va-et-vient.
 - Les guides : ces pièces permettent de guider le piston afin que sa trajectoire soit parfaitement rectiligne.

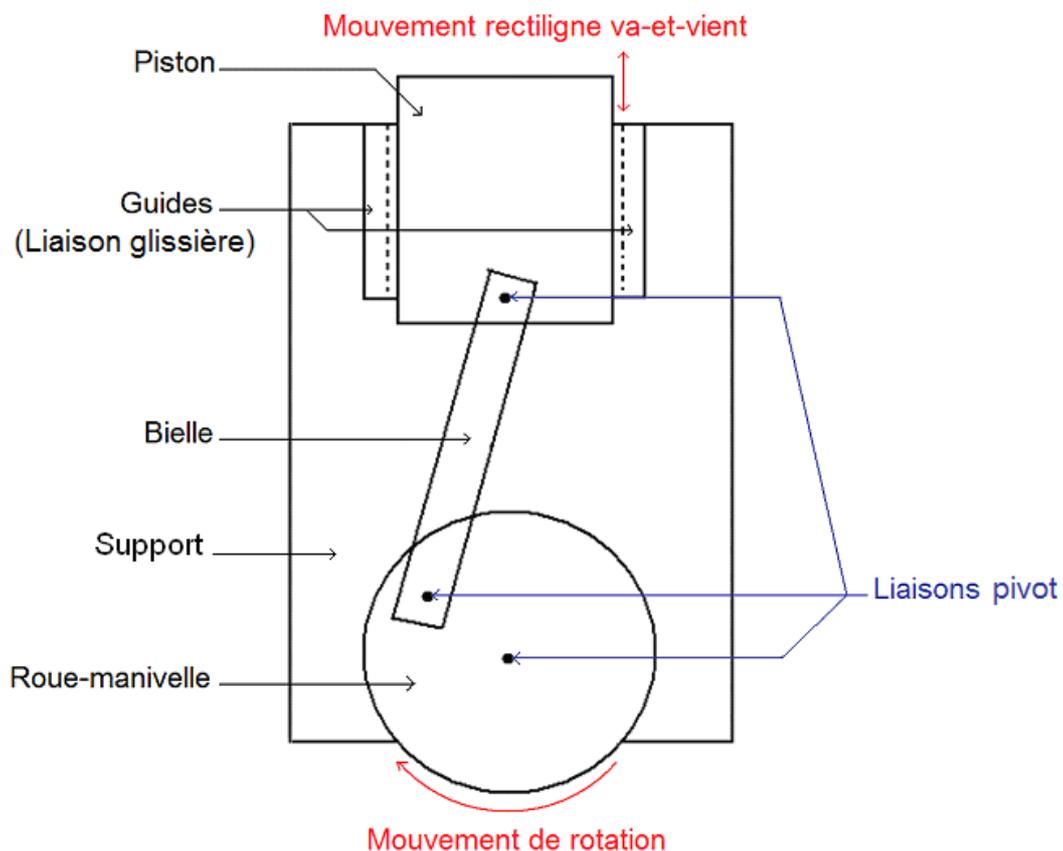


Figure (2-1): pièces de bielle manivelle [5]

Exemple d'application :

- Les moteurs à piston : la manivelle est alors réceptrice la source d'énergie vient des gaz introduits dans la chambre et poussant le piston.

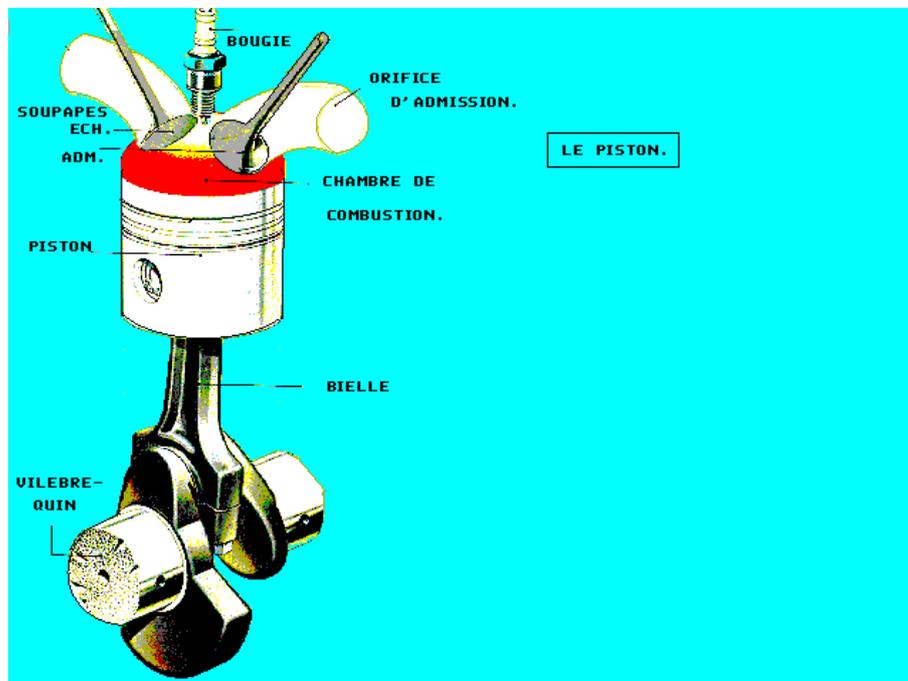


Figure (2-2) : Mécanisme bielle-manivelle dans le moteur thermique.

- Commande de certaines barrières (péages ou parking). La liste étant l'oscillateur, l'intérêt du dispositif réside dans la commande du moteur animant le mécanisme qui tourne dans le même sens pour la levée ou la descente de la liste. la manivelle effectue donc exactement un demi-tour pour chaque mouvement.

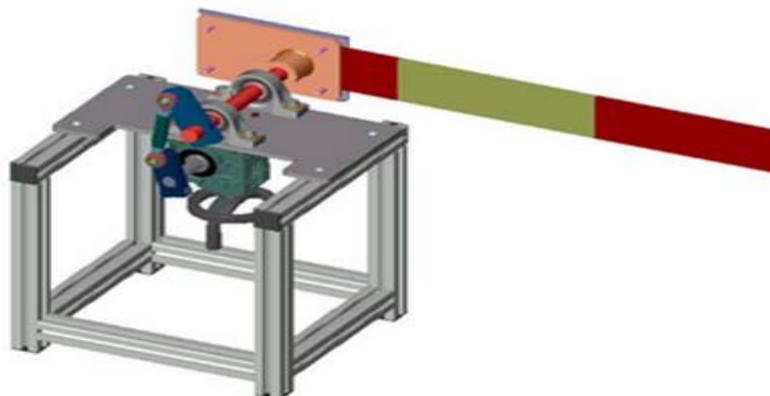


Figure (2-3) : Le mécanisme de la maquette de la barrière de péage

- L'exemple qui concerne notre étude c'est la pompe hydrostatique (la manivelle est alors motrice), rotation continue → mouvement rectiligne alternatif

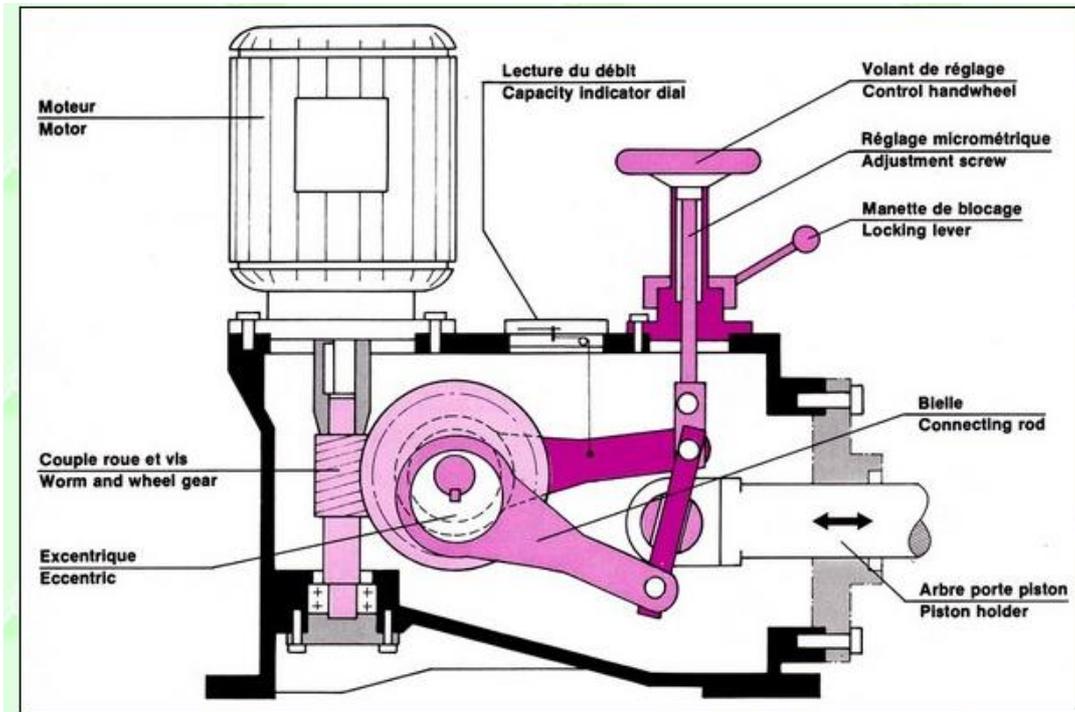


Figure (2-4) : Mécanisme d'une pompe à piston

Un couple moteur appliqué à la manivelle anime l'ensemble, le piston propulse alors le fluide contenu dans la chambre.

2.2 Liaisons de bielle manivelle :

Le système bielle manivelle comporte plusieurs liaisons. Une liaison est une mise en relation entre deux pièces, qui vise à supprimer des degrés de liberté entre ces pièces, c'est-à-dire à limiter les mouvements qu'une pièce peut faire par rapport à l'autre. Une liaison « implique des conditions ou des limitations des valeurs possibles de leurs paramètres de déplacement relatif c'est-à-dire de leur mobilité. » À une liaison peuvent correspondre différents modes d'assemblage entre deux pièces. Chaque mode d'assemblage nécessite la mise en contact entre elles.

Il existe différents types de liaisons. En effet, une liaison peut bloquer totalement le mouvement ou l'orienter. Dans le cas du système bielle-manivelle, on observe deux types de liaisons : les liaisons pivot qui permettent une rotation des pièces assemblées autour d'un même axe et une liaison glissière qui oriente le mouvement du piston. De plus, la liaison peut être indirecte, c'est-à-dire qu'il y a une pièce intermédiaire entre les deux pièces principales, le piston et la manivelle sont donc liés [6].

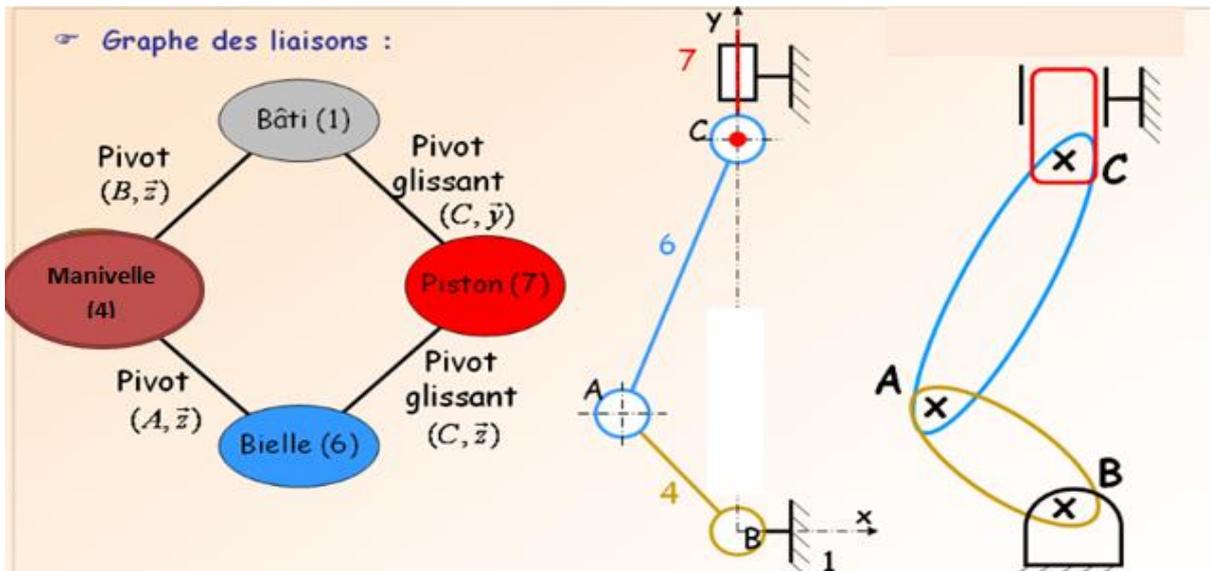


Figure (2-5) : liaison de bielle manivelle. [5]

Le tableau qui résume la transformation d'un mouvement de rotation en un mouvement de translation :

	Mouvement d'entrée	Mouvement de Sortie	Organe menant
Manivelle	Rotation	-	*
Piston	-	Translation Alternative	

Tableau (2-1) : transformation de mouvement rotation ⇒ translation

2.3 Modélisation cinématique :

Ce mécanisme comporte un nombre cyclomatique égale à 1, et présente une mobilité utile Le tableau ci-dessous répertorie les principales solutions cinématiques en indiquant le type de chaque liaison mécanique, les degrés d'hyper statisme et de mobilité.

Exemple	Liaison 1/4	Liaison 1/7	Liaison 6/7	Liaison 4/6	Mobilité Mc	Hyperstatisme Mc
Transformation : rotation continue ⇔ mouvement rectiligne alternatif.						
Moteur Pompe a piston	Pivot	Pivot	Pivot glissant	Pivot	1	1

Tableau (2-2) : types de liaison mécanique

2.4 Etude cinématique de la pompe à simple effet :

Nous proposons d'étudier les caractéristiques qui vont en résulter sur le fonctionnement de la pompe. Soit Figure (2-6) le système bielle- manivelle BMO entraînant le piston de la pompe.

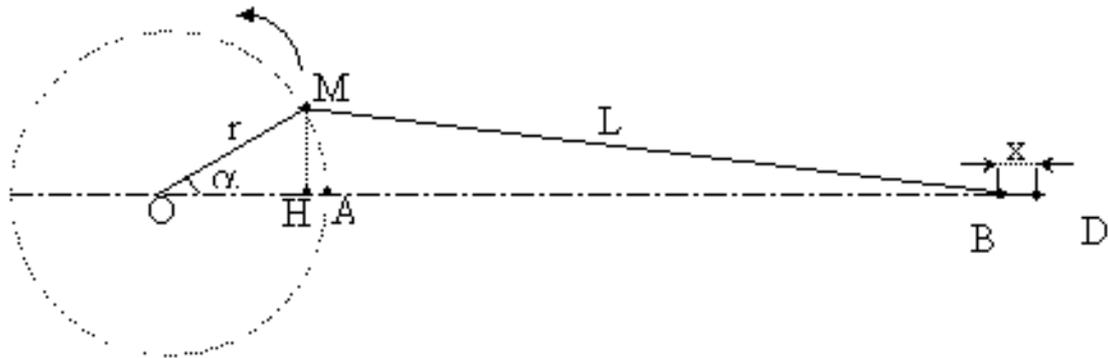


Figure (2-6) : Système de transmission bielle manivelle [7]

Le système bielle manivelle est un mécanisme plan dans le plans (X, Y)

Posons : $BM = L$ et $MO = r$

$\lambda = r/l$ (r : rayon de la manivelle, l : longueur de la bielle)

Prenons l'origine des temps en A et soit :

$$AOM = \alpha = \omega \cdot t$$

N = Nombre de tours supposée 120 tr/mn

On prend :

$$\lambda = 0,20$$

$$\omega = 4\pi$$

$$r = 0,25$$

A l'origine des temps, le system bielle-manivelle est en OAD

Posons : $x = DB$

Si A est la surface du piston et la pompe est a simple effet, le volume refoulé sera Ax .

Or la position de piston

$$X = OA + AD - (OH + HB)$$

$$X = r [1 - \cos \alpha + \lambda/2 \sin^2 \alpha] ; \dots\dots\dots (2.1) [8]$$

- Le tracé :

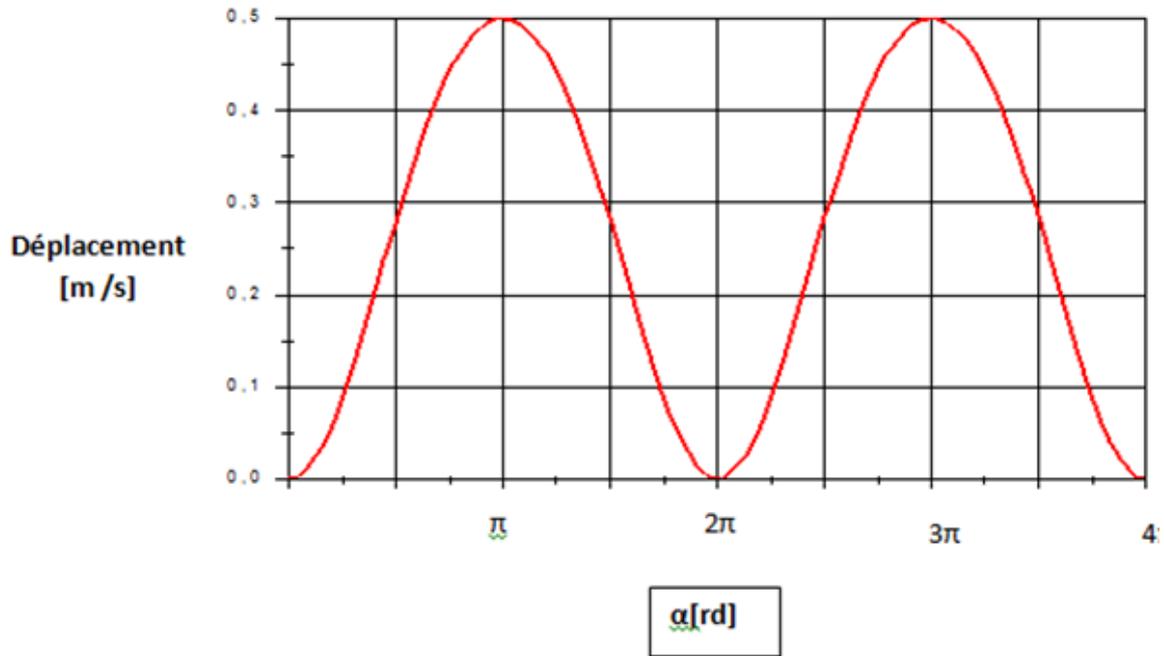


Figure (2-7): Graphe de déplacement en fonction des angles

Expression de la vitesse :

Par définition $C = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{da} * \frac{da}{dt}$

Tous calculs fait, il vient :

$C = r [\omega \sin\alpha + \lambda/2 \omega \sin 2\alpha]$ (2.2) [8]

- Le tracé :

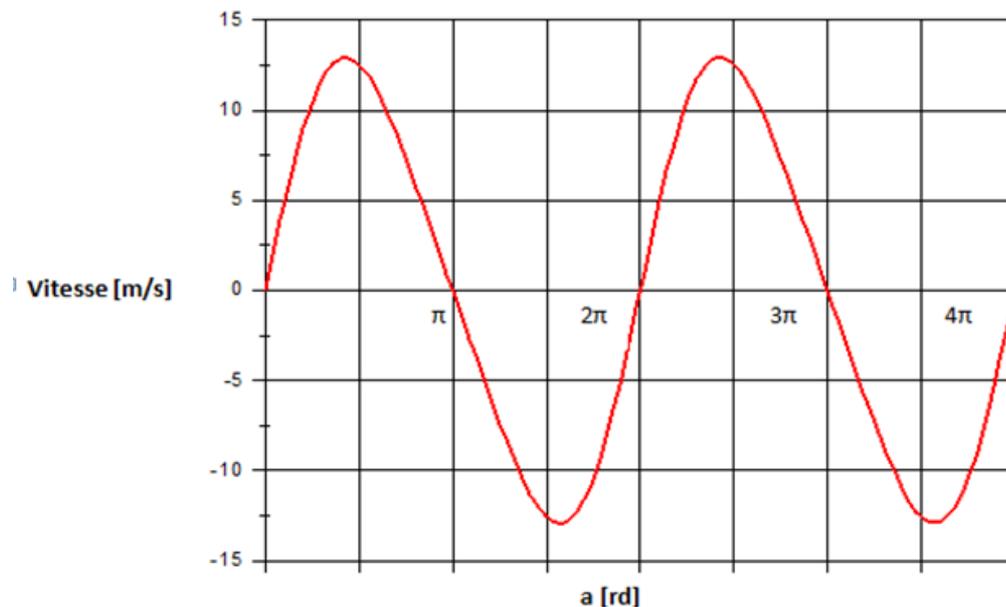


Figure (2-8) : Graphe de vitesse en fonction des angles [8]

L'expression de l'accélération (ω =constante) :

Par définition $v = dc/dt$

Tout calcul fait il vient : $a = w^2r(\cos(x) + \lambda\cos(2a))$(2.3)

- Le tracé :

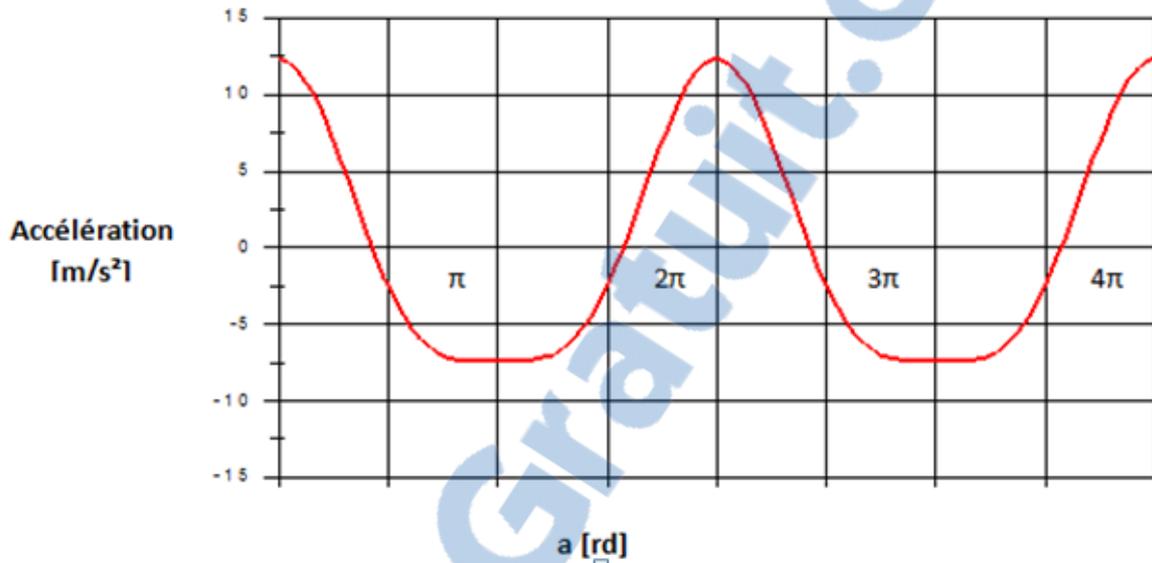


Figure (2-9) : Graphe d'accélération en fonction des angles

Valeurs particulière :

$\Theta = 90^\circ$: $OB = r + L$: c'est la position la plus haute de B appelée point mort haut parce que sa vitesse s'annule pour changer de signe

$\Theta = 270^\circ$: $OB = L - r$: par opposition il s'agit de point mort bas. la distance séparant les deux point morts valant $2r$ est naturellement appelée course du piston

Pour un système bielle-manivelle avec piston dans l'axe on constate donc :

r vaut la moitié de la course de piston

la longueur de la bielle n'a pas d'incidence sur la course .elle contribue cependant a la symétrie du mouvement : si l'est très grande devant r celui devient sinusoïdal.

3.1 Description et fonctionnement d'une pompe à piston :

Le cycle de travail est constitué de quatre phases (Admission – compression – Refoulement – détente)

3.1.1 Aspiration :

Le piston se déplace du PMH au PMB. Ce déplacement crée une dépression dans le cylindre et le fluide est aspiré dans le cylindre.

La conduite d'aspiration est munie à son extrémité d'une crépine avec clapet d'arrêt pour empêcher le désamorçage de la conduite pendant que la soupape d'aspiration est fermée (il est nécessaire d'avoir une colonne de fluide continue)

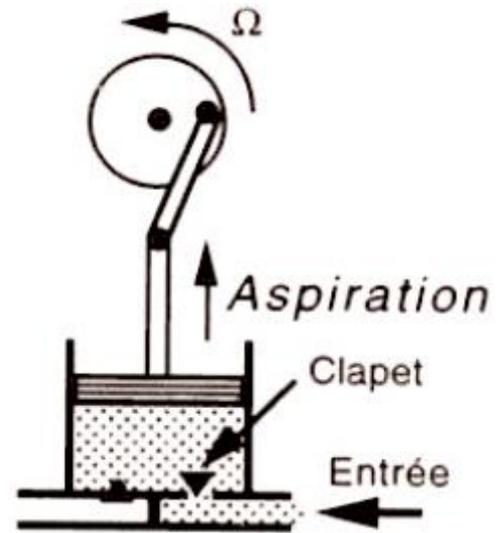


Figure (3-1) : Phase d'aspiration

Le volume balayé pendant la course d'aspiration est égale à $\pi * \frac{D^2}{4} * G$

G : la course ;

D : diamètre ;

3.1.2 Compression :

Le piston passe de PMB au PMH le liquide est comprimé jusqu'à une pression suffisante pour vaincre la pression exercée sur la soupape de refoulement par le ressort.

La distance parcourue par le piston est dépend de plusieurs facteur :

- Nature de fluide
- valeur de pression de refoulement (du ressort)
- valeur de facteur de compressibilité de liquide

Cette distance est de l'ordre de 3 à 10% de la course

3.1.3 Refoulement :

Débute à l'ouverture de la soupape de refoulement et prend fin lorsque le piston atteint le PMH

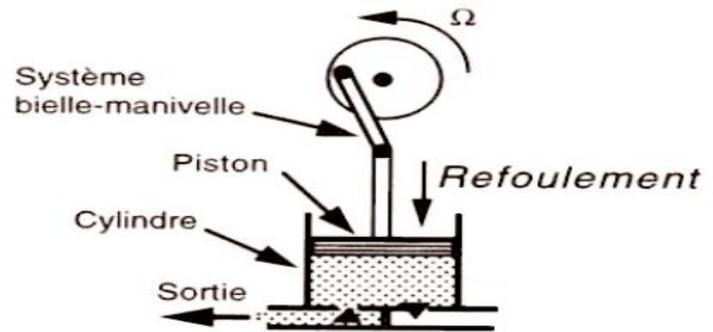


Figure (3-2): Phase de refoulement

3.1.4 Détente :

A la fin de refoulement, il reste toujours une certaine quantité de liquide dans le cylindre à cause de la présence de soupapes : c'est le volume nuisible V_0

Ce volume nuisible est ramené à une distance équivalente de la course G_0

Ce volume nuisible (fluide résiduel) est par conséquent détente au début de la course d'aspiration cette détente correspond à un déplacement du piston de PMH vers le PMB de l'ordre de 2% de la course

Ces quatre phases, qui caractérisent le cycle de travail de la pompe sont assurées par le système bielle manivelle [9].

3.2 Puissance d'une pompe :

Pour véhiculer d'un point à un autre une certaine quantité de fluide, la pompe doit transmettre au liquide de l'énergie. Cette quantité d'énergie sera la même quelle que soit la technologie et est donnée par la puissance de la pompe.

Cette puissance se calcule à l'aide du théorème de Bernoulli avec le bilan énergétique du système en considérant tous les paramètres tels que l'altitude de pompage, l'altitude de refoulement, la longueur et le diamètre des tuyaux. La puissance du moteur nécessaire pour entraîner la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre compte tenu des pertes divers dues à la transmission, d'erreurs de calcul des pertes de charge produite au niveau de la pompe et du couple de démarrage.

Cependant, afin de simplifier au maximum tous ces calculs, les praticiens utilisent deux paramètres qui caractérisent tout système de pompage dans un réseau : Débit (Q) et Hauteur Manométrique Totale (HMT) [10]

3.3 Hauteur manométrique total (HMT) :

HMT : C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du liquide dans les tuyaux, dans la pompe et les accessoires hydrauliques elle s'écrit sous la forme :

$$HMT = (h_{as} + h_r) + J + Pr \dots \dots \dots (3.1)$$

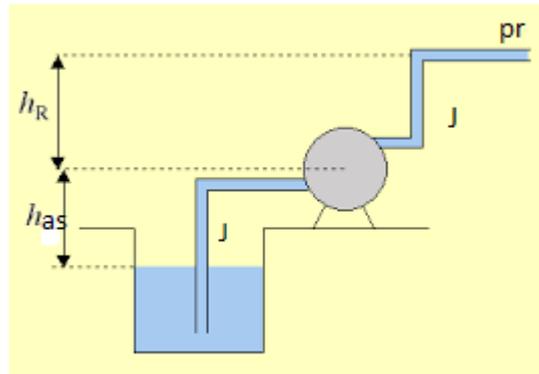


Figure (3.3) : Hauteur manométrique totale

- HMT hauteur manométrique totale (mCE) ;
- $h_{as}+h_r$ hauteur d'aspiration + hauteur de refoulement (m) ;
- J pertes de charge fonction de la longueur du tuyau, des accessoires (vannes, coudes) ;
- Pr pression résiduelle (mCE) pression à la sortie du tube de refoulement [10]

3.4 Hauteur d'aspiration :

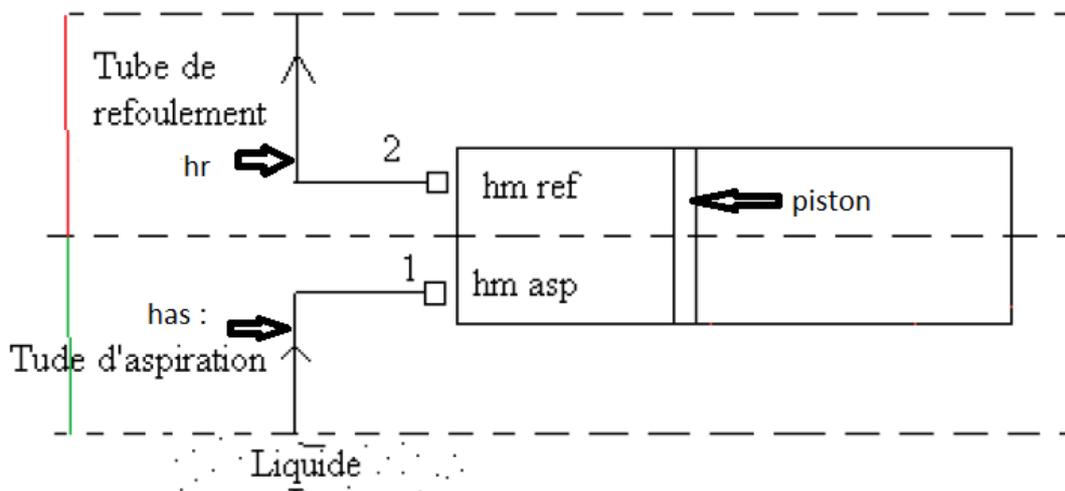


Figure (3-4) hauteur d'aspiration et de refoulement de la pompe à piston

has: hauteur d'aspiration.

hr: hauteur de refoulement.

hmasp : pertes de la période d'aspiration.

hmref : pertes de la période de refoulement.

La hauteur d'aspiration est théoriquement limitée à 10,33 m, ce qui correspond à la dépression maximale nécessaire pour faire le vide exprimée en hauteur de colonne d'eau sous une pression atmosphérique normale. Sous cette dépression, l'eau montera dans le tube d'aspiration.

Cependant dans la pratique cette hauteur est bien moins élevée car une partie de la pression est nécessaire pour communiquer à l'eau la vitesse désirable et compte tenu des pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

$$H \text{ d'aspiration} = 10,33 - 0,2 - J \text{ (pertes de charge)} \dots \dots \dots (3.2)$$

Plus généralement, les possibilités d'aspiration d'une pompe en fonction de ces caractéristiques et de ces conditions d'installation seront déterminées grâce au NPSH

(net positif section Head = hauteur de charge nette absolue). Celui ci est donné par le constructeur en fonction du débit de la pompe et des conditions d'installations. La hauteur géométrique d'aspiration plus les pertes de charges devra toujours être inférieure au NPSH requis par la pompe.

La hauteur d'aspiration joue aussi sur la hauteur de refoulement totale que la pompe pourra Atteindre [11].

3.5 Pertes de charges J :

En réalité par suite des frottements des filets du liquide entre eux et contre les parois intérieurs de la conduite d'écoulement, des remous produits par les variations brusques de section ou de direction, etc. le liquide ne conserve pas intégralement son énergie, une partie est dépensée pour vaincre les différents frottements, et cette partie se dissipe en chaleur, il se produit donc une diminution de vitesse ou de pression, donc d'énergie, cette perte est appelée « Perte de charge ».

Les pertes de charge J sont fonction des pertes linéaires (longueur totale de conduites) et des pertes de charge singulières (crépines, coudes, vannes). Ces dernières peuvent être estimées à 10% des pertes de charge linéaires

$$\text{Pertes de charge linéaire : } \frac{\lambda c * L * V^2}{D * 2g} \dots \dots \dots (3.3)$$

(λc : Coefficient de perte de charge)

$$\text{Pertes de charges singulières : } \frac{K * V^2}{2g} \dots \dots \dots (3.4)$$

(k : coefficient dépend de l'obstacle)[12] .

3.6 Espace nuisible et son influence sur la hauteur d'aspiration :

Dans une pompe aspirante et foulante à simple effet on appelle espace nuisible, le volume q de l'intervalle $abcd$ que laisse le piston lorsqu'il est au bas de sa course, entre, sa face inférieure et le fond du corps de pompe.

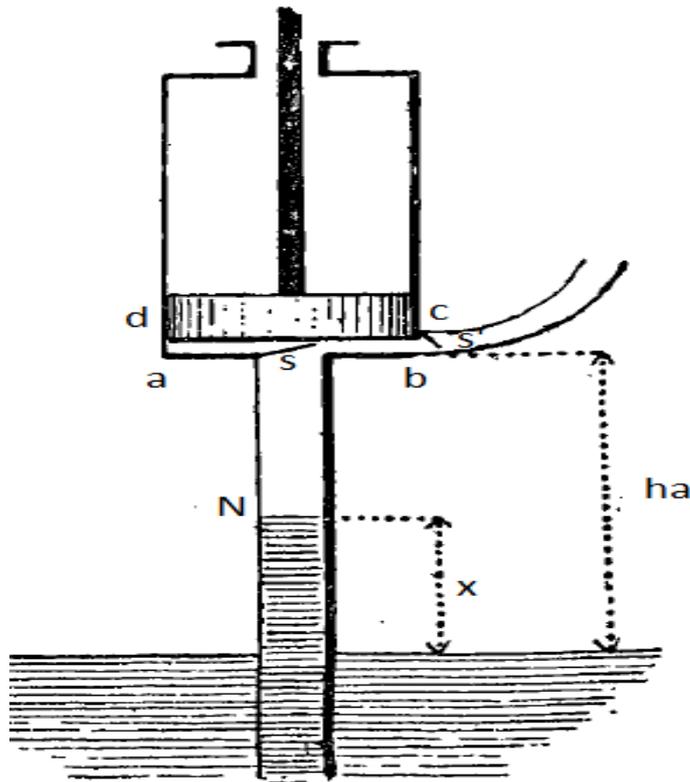


Figure (3-5) : Espace nuisible dans la pompe à piston

Soient Qp , le volume engendré par le piston dans sa course et x la hauteur dont s'élève l'eau dans le tuyau d'aspiration au bout de la première aspiration. Si ha représente la pression atmosphérique exprimée en colonne d'eau, lorsque le piston est au haut de sa course $(ha - x)$ représente la pression du volume d'air emprisonné dans le corps de pompe entre N et le dessous du piston. Dans son mouvement de descente, le piston comprime le volume d'air $(Qp + q)$; la soupape d'aspiration s se referme, et à la fin, le volume d'air réduit à q à pour pression, en vertu de la loi de Mariotte :

$$(ha - x) \frac{Qp + q}{q} \dots\dots\dots (3.5)$$

$$\text{Si l'on a } (ha - x) \frac{Qp + q}{q} > ha \dots\dots\dots (3.6)$$

la soupape de refoulement s' se soulèvera et l'air comprime dans l'espace abcd, s'échappera dans l'atmosphère puis, dans la seconde course du piston, l'eau s'élèvera au-dessus du niveau N dans le tuyau d'aspiration.

S'il arrive qu'à la fin d'une course descendante on ait :

$$(ha - x) \frac{Q_p + q}{q} = h \dots \dots \dots (3.7)$$

L'air comprime ne pourra s'échapper, et l'amorçage de la pompe sera impossible

La limite de x est $\frac{Q_p + q}{q} ha$ elle correspond pour $q = 0$ à ha ou 10,33. A mesure que Q_p augmente, x diminue.

Dans les pompes dont le piston est à garniture intérieure et dont le corps de pompe est alésé, q est relativement très restreint, $0,05 Q_p$ seulement, alors

$$x = 10,33 * \frac{1}{1,05} = 9,83 \dots \dots \dots (3.8)$$

Mais, pour les pompes à piston plongeur, q est : beaucoup plus grand et atteint souvent $0,20 Q_p$, Dans ce cas

$$x = 10,33 * \frac{1}{1,20} = 8,6 \dots \dots \dots (3.9)$$

D'autre part, si l'on tient compte des frottements, de la résistance vaincre pour soulever les soupapes, des fuites toujours inévitables, décentrées d'air accidentelles par les joints et de l'air dissous dans l'eau, il apparait qu'en pratique, il ne faut pas dépasser une hauteur d'aspiration de 9 mètres pour le premier système de pompe et de 6 mètre pour le second [13].

3.7 Amorçage :

On termine généralement le tuyau d'aspiration par un clapet de retenue, de façon à permettre de le remplir d'eau au moment de la mise en marche et d'assurer ainsi l'amorçage.

Plus la course du piston est grande, moins l'effet de l'espace nuisible sur l'amorçage se fait sentir. La limite de la hauteur d'aspiration est en effet proportionnelle à $\frac{Q_p}{Q_p + q}$ ou $a \frac{c}{c + c'}$,

C et c' désignant la longueur de la course du piston et la hauteur occupée par l'espace nuisible.

Ce rapport sera d'autant plus près de l'unité pour une valeur donnée de c , que C sera plus grand [14].

3.8 Influence de la course du piston sur la hauteur d'aspiration :

Pour une pompe verticale, la course du piston exerce une certaine influence sur la hauteur d'aspiration. Un calcul très simple, analogue à celui qui précède, permet de voir en effet que, pour pouvoir atteindre avec une pompe dont le piston est à garniture intérieure, la limite théorique $h = 9,83$ m il faut que la course du piston soit inférieure à $2,33$ m et avec une pompe verticale à piston plongeur pour atteindre $h = 8,60$ m, il faut que la course du piston soit inférieure à $1,79$ m est presque inutile de faire observer que cette influence n'existe plus dans le cas d'une pompe manœuvrant horizontalement[13] .

3.9 Débit théorique d'une pompe à piston :

Le débit est la quantité de liquide qu'une pompe peut fournir par unité de temps, à une vitesse d'entraînement donnée, il s'exprime en (l/mn).

Le débit théorique d'une pompe dépend de sa cylindrée d'une part, de sa vitesse et du nombre de cylindres d'autre part.

➤ Loi de débit :

Une pompe à piston donne tant à l'aspiration qu'au refoulement une loi de débit déterminé par son mécanisme interne le mouvement de piston entraîné par un système bielle manivelle est pratiquement sinusoïdal, il est remarqué que dans ce type de pompes le débit instantané maximum atteint, est pratiquement égale à 3 fois le débit moyen

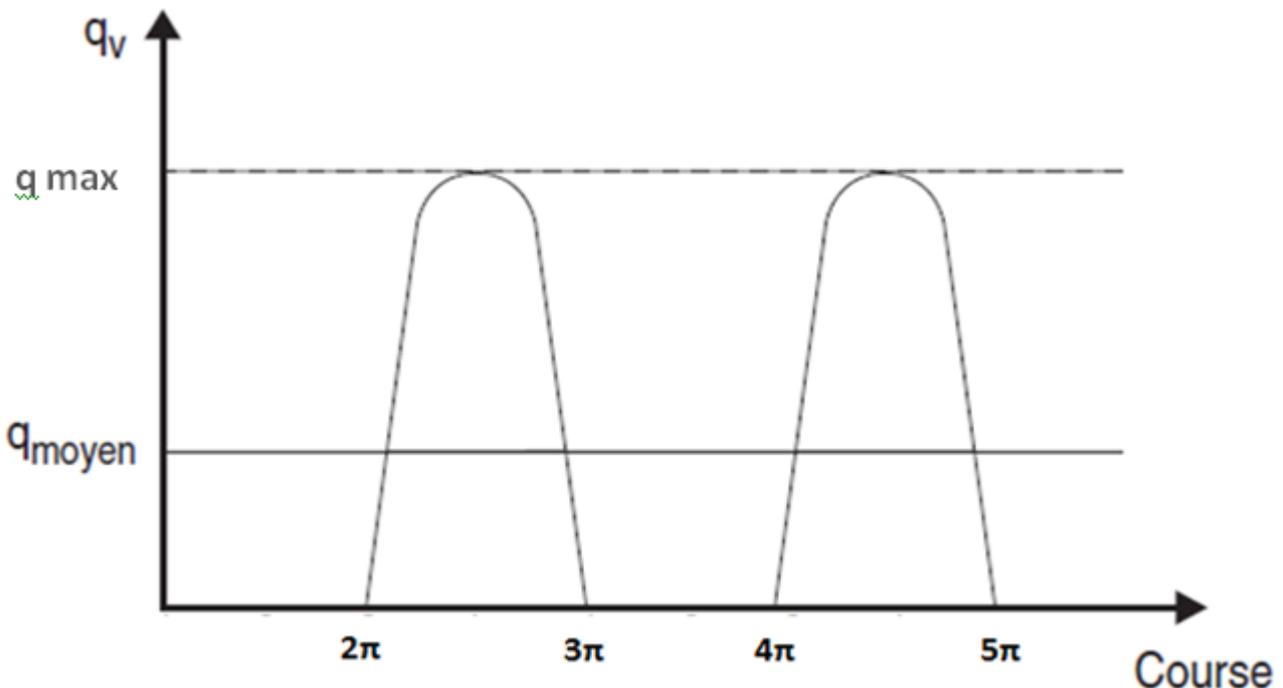


Figure (3-6) : débit théorique d'une pompe à piston à simple effet [15]

Il est possible de représenter le cycle théorique sur un tour de manivelle, par un diagramme pression volume comme sur la figure ci- après :

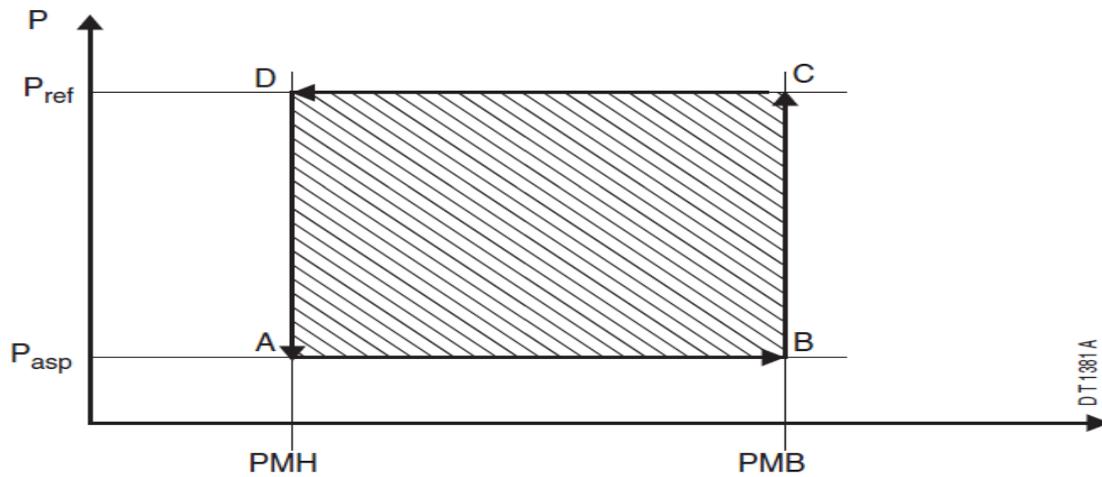


Figure (3-7) : cycle théorique (p,v) de la pompe à piston à simple effet

Le liquide étant, incompressible, la montée en pression (BC) est instantanée ainsi que la baisse de pression (DA) dès que s'inverse la course du piston le cycle théorique devient un rectangle.

3.10 Cycle réel :

La perte de charge à travers les clapets d'aspiration et de refoulement fait que A à B la pression est inférieure à ce qu'elle est dans la ligne d'aspiration et de C à D, supérieure à ce qu'elle est dans la ligne de refoulement .

Le manque d'étanchéité des clapets et leur retard à la fermeture, déforme les segments BC et DA qui ne sont plus alors verticaux.

La présence de gaz dans le cylindre a le même effet. Du gaz dissous dans le liquide est susceptible, en effet de se dégazer pendant la phase d'aspiration où la pression descend à une valeur qui peut être plus faible que la tension de vapeur.

Ce gaz amortit la montée en pression, provoque des oscillations de pression et des battements de clapet. Dans certains cas, on peut introduire volontairement une petite quantité d'air pour amortir les chocs sur le mécanisme et renouveler l'air du réservoir de régularisation du débit [15].

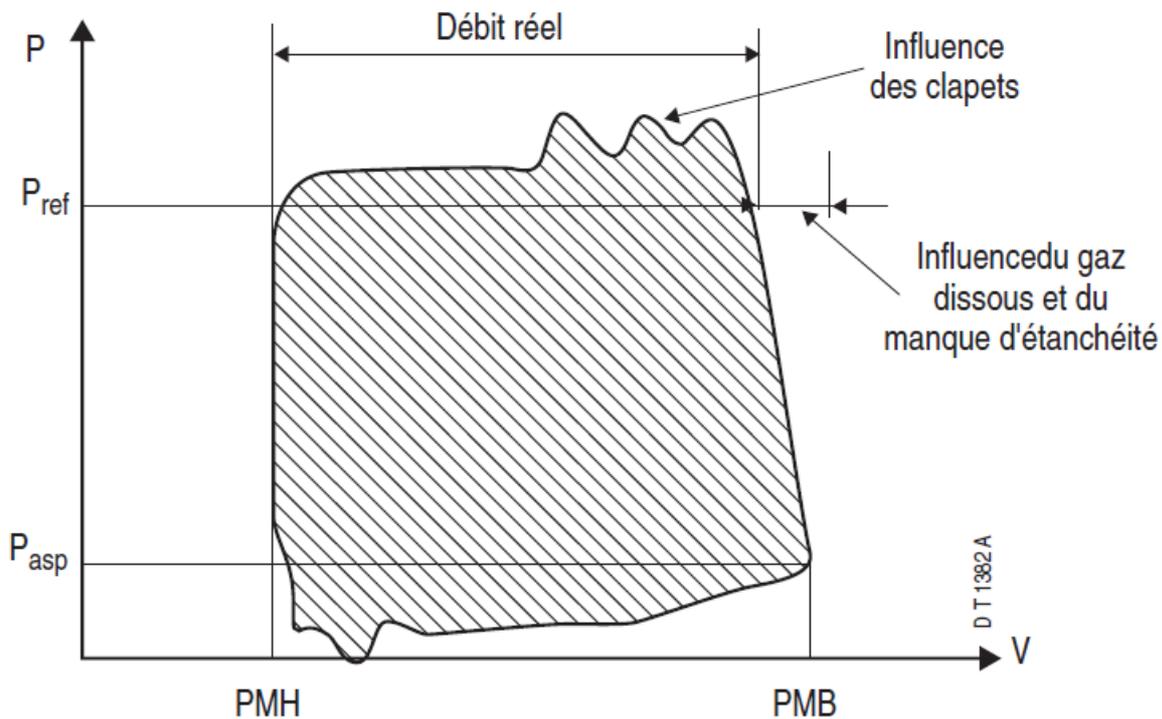


Figure (3-8) : Cycle réel de la pompe à piston à simple effet

➤ **Conséquence :**

Les pressions externes atteintes provoquent des à-coups très importants générant des couples qui peuvent passer par des maximums, qui risquent de surcharger le moteur. La pression minimum atteinte, nettement inférieure la pression que l'on aurait avec un débit régulier peut provoquer, si la « charge à l'aspiration » n'est pas suffisante :

-un dégazage important, donc une diminution de débit et une usure des clapets de la cavitation, si on est proche de la tension de vapeur, d'où érosion de l'intérieur de la pompe et également diminution du débit.

De plus les phénomènes pulsatoires peuvent faire apparaître des sur débit, à l'aspiration et au refoulement, du fait de l'inertie des colonnes liquides. En fin de phase d'aspiration lorsque la pression dynamique à l'entrée de la pompe excède la pression statique au refoulement. En fin de phase de refoulement lorsque la pression dynamique à la sortie de la pompe est inférieure à la pression statique à l'aspiration.

Remèdes :

Il faut :

- ✓ Régulariser le débit pour amortir les pulsations de pression
- ✓ Assurer une hauteur de charge nettement positive à l'aspiration
- ✓ Assurer une différence de pression d'au moins 3 bars entre la ligne de refoulement et la ligne d'aspiration (si nécessaire, au moyen d'une soupape de maintien de pression) [15]

3.11 Régularisation du débit :

Plusieurs solutions sont employées, principalement :

a- Pompe à plusieurs cylindres :

Sur un même arbre on monte judicieusement des manivelles décalées qui actionnent des pompes identiques débitant sur même circuit ; le débit global obtenu est plus homogène.

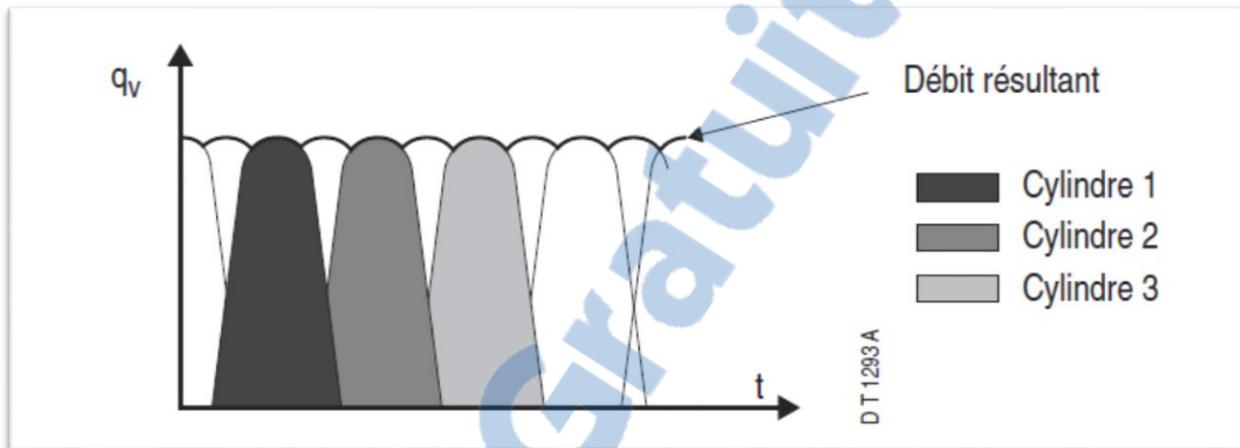


Figure (3-9) : Pompe à 3 cylindres simple effet

3.12 Chambre pneumatique :

Pour apporter un remède aux inconvénients du dispositif précédent il faut éviter autant que possible l'intervention d'organe mécanique susceptible de fonctionnement défectueux et réaliser des ouvrages qui aient comme le volant d'inertie un comportement symétrique de manière à réagir aussi bien contre des dépressions que contre des surpressions ces conditions sont remplies si l'on a la possibilité d'absorber ou au contraire de fournir une certaine quantité de fluide en fonction de la variation instantanée de pression dans la conduite à protéger. Il faut pour cela disposer d'une chambre pneumatique qui accumule de l'énergie et la restitue ensuite sous forme de liquide sous pression. Pendant le refoulement, le fluide est introduit dans le réservoir au lieu d'aller vaincre la contre pression de toute la colonne de refoulement, le réservoir envoie le liquide dans la conduite.

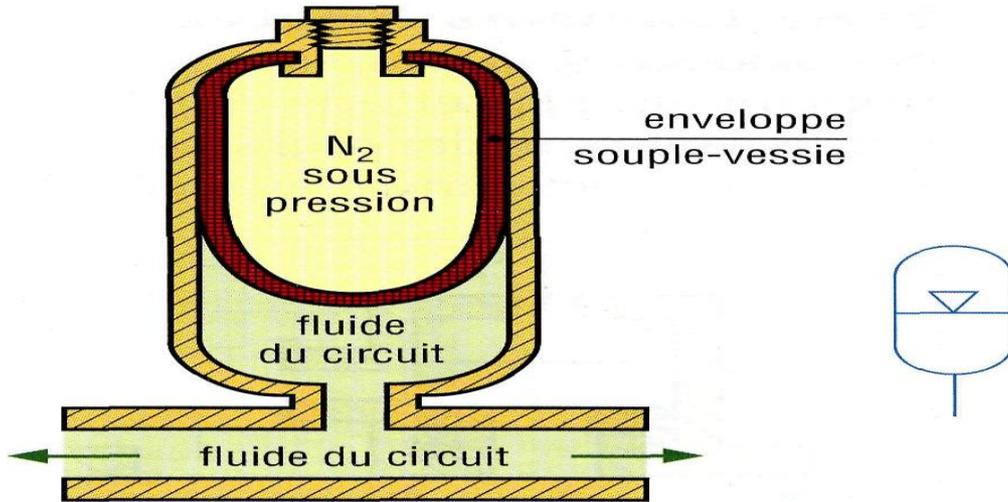


Figure (3-10) : Chambre pneumatique

3.12.1 Capacité de la chambre pneumatique :

La capacité (volume de la chambre) va dépend de la pression.

$0 \rightarrow \pi$ aspiration

$\pi \rightarrow 2\pi$ refoulement

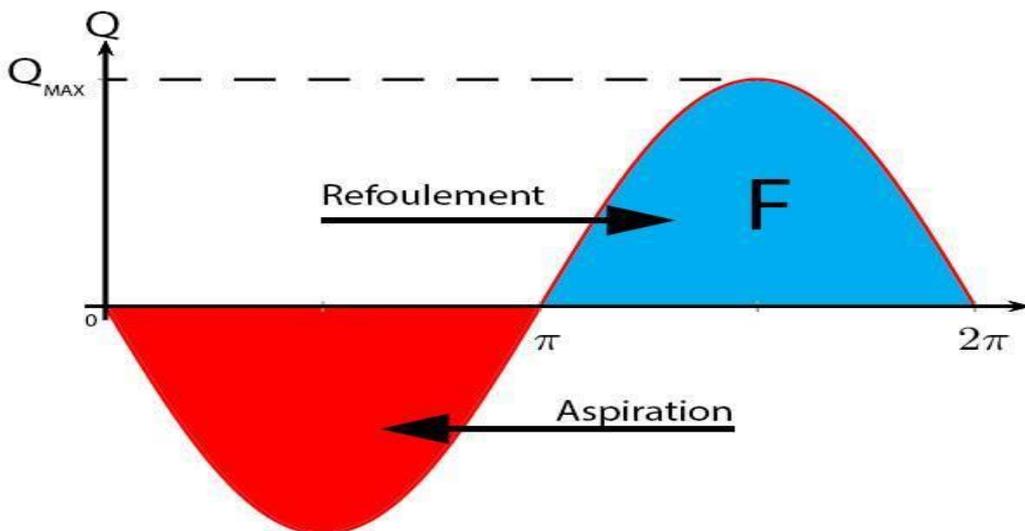


Figure (3-11) : Surface de refoulement de la pompe

On note F : surface sinusoïdale

D'après l'intervention de la chambre pneumatique le débit sera régulier, et elle rend un débit moyen représenté comme suit :

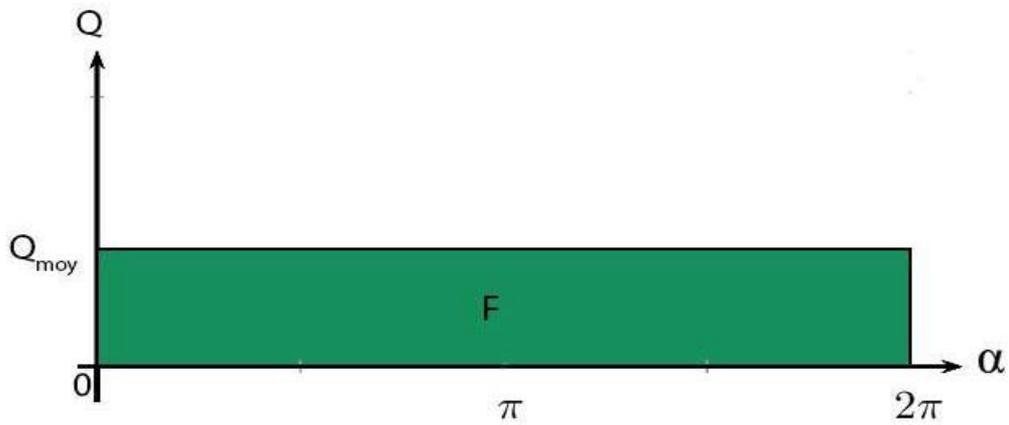


Figure (3-12) : Surface de débit moyen

La somme des deux diagrammes nous permet de tracer le cycle du débit de la pompe en fonction de l'angle α la surface de la sinusoïde représente le débit du cycle.

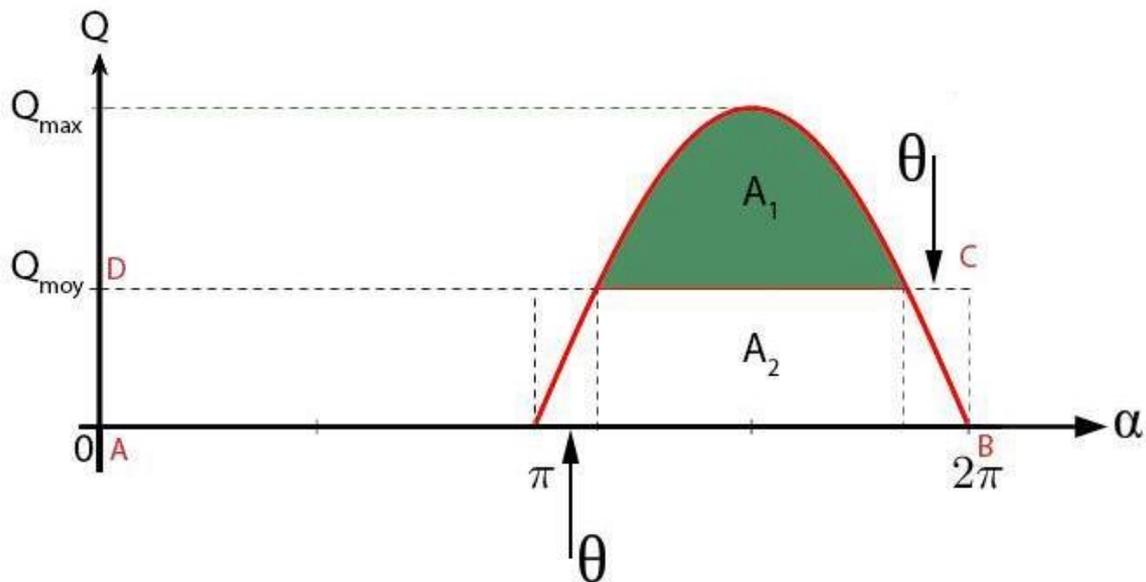


Figure (3-13) : Volume emmagasiné dans la chambre pneumatique et le débit refoulé par la pompe [9]

On peut trouver une surface égale à celle de la sinusoïde (débit égale) comportant un débit constant appelé débit moyen que la pompe fournira pendant tout le cycle.

Dans ce cas, la surface au dessus de débit moyen (surface A_1) représentera la quantité du liquide emmagasiné dans la chambre et qui sera restitué lorsque la pompe ne débite plus.

Appelons Δv le volume emmagasiné.

$$\Delta v = V_1 - V_2 = Q_{moy} \cdot 2\pi - Q_{moy}(\pi - 2\pi) \dots \dots \dots (3.10)$$

La quantité correspondante à l'angle θ est négligeable,

$$\Delta v = Q_{moy}(\pi + 2\pi)$$

Débit total = $2\pi Q_{moy}$ refoulé par le cycle

On pose T un coefficient qui dépend de la construction de la pompe :

$$T = \frac{\Delta v}{Q_T} = \frac{1}{2} + \frac{\theta}{\pi} \dots \dots \dots (3.11)$$

On peut supposer que le gaz de la chambre obéit à la loi de Mariotte (transformation isotherme) puis qu'il est refroidi par le liquide.

En appelant P_1 et P_2 les pressions du gaz correspondant aux volumes V_1 et V_2

$$P_1 = (\text{pression de gonflage})$$

$$V_1 = \text{volume max occupé par le gaz}$$

$$\text{On peut écrire : } \frac{P_2 - P_1}{P_1} = \frac{V_1 - V_2}{V_2} \text{ car } (P_1 V_1 = P_2 V_2) \dots \dots \dots (3.12)$$

$$\text{On écrit : } \frac{P_2 - P_1}{P_1} = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{1}{\sigma} \text{ (}\sigma \text{ étant l'augmentation relative de pression)}$$

Ce coefficient σ varie entre 60 et 100 pour les chambre de refoulement on a :

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{\Delta v}{V_2} = \frac{1}{\sigma} \text{ on tire :}$$

$$V_1 = (\sigma + 1) \Delta v = (\sigma + 1) \cdot T \cdot Q_T$$

$$V_2 = \sigma \cdot T \cdot Q_T$$

Ceci va permettre de dimensionner la chambre de refoulement

$$Q_{moy} \cdot 2\pi = 2$$

$$\Rightarrow Q_{moy} = \frac{1}{\pi}$$

On calcule le coefficient T

$$T = \frac{1}{2} + \frac{\theta}{\pi} \quad (\theta \text{ est la valeur de } \alpha \text{ lorsque } Q_{moy} = \frac{1}{\pi} \Rightarrow \sin \alpha = \frac{1}{\pi} \Rightarrow \alpha = 0,3241)$$

$$D'où \quad T = \frac{1}{2} + \frac{0,3241}{3,14} \approx 0,51 \text{ pour simple effet } \dots \dots \dots (3.13)$$

Pour une valeur moyenne de σ on calculera le volume emmagasiné dans la chambre, en suivant la partie calculs.

3.13 Cavitation des pompes à piston :

3.13.1 Définition :

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc) [17].

3.13.2 Vaporisation :

La vaporisation d'un liquide est le changement de phase qui le transforme en vapeur. Cette transformation est le plus souvent produite par apport de chaleur, Comme dans les générateurs de vapeur des centrales thermiques ou ordinairement dans une casserole. Elle peut également être provoquée par une mise en dépression, Cas par exemple des évaporateurs des usines de dessalement. Dans certaine cas, La vaporisation résulte d'une combinaison de ces deux effets, apport de chaleur et mise en dépression.

Les bulles de vapeur se produiront dans la région du tuyau où la pression est inférieure à la pression de saturation. Les bulles s'effondreront plus loin dans le tuyau où la pression augmente au-dessus de la pression de saturation [17].

Voici quelques exemples d'endroits où peut se manifester la cavitation :

- Les conduites d'aspiration des pompes
- Les soupapes de pompes à piston
- Les coudes et les tés prononcés
- Les changements soudains de la superficie d'écoulement, par exemple dans les orifices.

3.13.3 Influence de la cavitation dans les circuits hydrostatiques :

Les circuits hydrostatiques utilisés pour entrainer des engins de travaux publics , des machines outils , des matériels agricole , comportent généralement (une pompe à piston ,des tuyauterie et des valves de réglage ...) .

Les pressions couramment utilisées actuellement sont de 300 à 400 bars, ce qui correspond à des débits de 60 à 300 l/min pour les puissances de 50 à 200 cv.

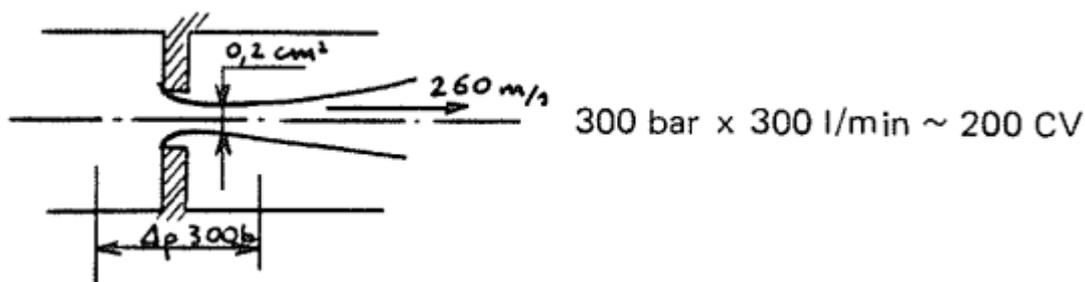


Figure (3-14): grandeur des phénomènes de cavitation dans le matériel hydraulique

En cas de décharges directes de 300 bars à 0, la vitesse théorique de l'huile est de 260 m/s, ce qui veut dire que la section contractée d'un écoulement de 300 l/min n'est que de 0,2 cm². On voit déjà par cet exemple que les circuits hydrostatiques amènent à dissiper par turbulence de puissances importantes dans des espaces restreints.

Dans une pompe à piston on parle de la cavitation pulsatoire liée à la variation de volume d'une chambre de compression, il s'agit alors d'un manque de remplissage qui entraine la formation d'une bulle de vapeur, résorbée au moment de la compression. On peut rencontrer ce phénomène dans les pompes à piston dont on étrangle l'aspiration, Et se traduit par des vibrations mécaniques (bruits de cavitation) et des pulsations de débits [18].

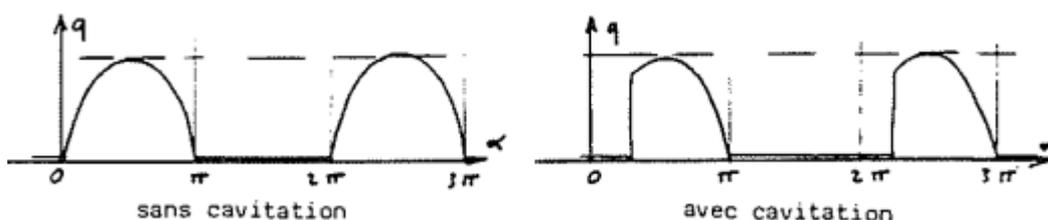


Figure (3-15) : cavitation pulsatoire dans les pompes à piston [18]

Les fréquences de ces pulsations sont fonction de la vitesse de rotation de la pompe et du nombre de piston. Les fréquences les plus courantes sont de 100 à 200 Hz. l'énergie de chaque pulsation peut atteindre 30 joules (1 cm^3 à 300 bars) .

3.13.4 Bruits de cavitation :

La première manifestation d'une pompe qui cavite est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement. Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci. Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. De cette façon, lorsqu'une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquements quelquefois assimilé au bruit d'agrégats dans une bétonnière ou de concasseur. Pour des machines de grande taille ou tournant très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes.

3.13.5 Quelques méthodes pour réduire le bruit de cavitation :

La première méthode est utilisable dans certaines valves et soupapes. Il s'agit de décomposer l'écoulement turbulent en deux ou plusieurs écoulements successifs. Celui où se fait la plus forte décharge se trouve ainsi en contrepression, donc ne cavite pas. Il faut s'assurer que la caractéristique pression-débit de la valve n'est pas trop perturbée par cette mise en série des pertes de charge.

Une autre conséquence sur le branchement des soupapes ou des valves dans un circuit est qu'il faut les faire cracher sur un circuit en basse pression plutôt qu'en retour direct aux réservoirs.

Dans la construction des valves elles-mêmes, il faut éviter les écoulements de trop grande longueur sans chicane. Ainsi les fréquences peuvent être repoussées au delà de la zone audible. A titre d'exemple, on verra sur la figure quelque type de montage plus ou moins bons de point de vue bruit de cavitation [18].

3.14 partie calculs :

Si on pose une pompe à piston à simple effet qui a :

$$Q = 30 \frac{l}{s} \quad , \quad N = 120 \text{ tr/mn} \quad , \quad C_m = 2 \text{ m/s}$$

1- Cherchons la course de piston et son diamètre :

$$C_m = 2 \cdot G \cdot \frac{N}{60} \dots \dots \dots (3.14) \text{ Avec } (G : \text{ la course de piston})$$

$$\Rightarrow G = \frac{1}{2} m = 0,5 \text{ m} \dots \dots (3.15)$$

2- Le diamètre de piston :

Le débit débité par la pompe est de :

$$30 \frac{l}{s} = 30 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \dots \dots (3.16)$$

Cherchons le débit entré de la pompe :

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{debité}}}{Q_{\text{entré}}} \dots \dots \dots (3.17)$$

On prend le rendement volumétrique $\eta_v = 0,92$

$$Q_{\text{entré}} = \frac{30 \cdot 10^{-3}}{0,92} \dots \dots \dots (3.18)$$

$$Q_{\text{entré}} = 0,032 \frac{m^3}{s} \dots \dots (3.19)$$

On sait que : $Q_{\text{entré}} = A \cdot C$ avec $A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$, $C =$ vitesse de piston

$$Q_{\text{entré}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{N}{60} G \dots \dots \dots (3.20)$$

$$32 \cdot 10^{-3} = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot 2 \cdot 0,5 \dots \dots (3.21)$$

$$\Rightarrow 32 \cdot 10^{-3} = 0,785 D^2 \dots \dots \dots (3.22)$$

$$\Rightarrow D^2 = \frac{32 * 10^{-3}}{0,785} \dots \dots \dots (3.23)$$

$$\Rightarrow D^2 = \sqrt{0,040}$$

$$\Rightarrow D = 0,20 \text{ m}$$

3- Débit instantané de la pompe :

$$Q_{inst} = A \cdot C_{inst} \text{ (A : section de piston, } C_{inst} \text{ : vitesse instantané de piston)}$$

Vitesse de piston :

Sachant que $\alpha = \omega \cdot t$

$$C_{inst} = r \left[\omega \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \omega \sin 2\alpha \right]$$

Enfin le débit instantané sera :

$$Q_{inst} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} r \omega \left[\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \omega \sin 2\omega t \right] \dots \dots (3.25)$$

$$\text{Avec } \left(r = \frac{G}{2} = 0,25 \text{ m} \quad , \quad \lambda = 0,20 \right)$$

$$Q_{inst} = \frac{3,14 * 0,20^2}{4} 0,25 [\sin 4\pi t + 0,10 \sin 8\pi t] \dots (3.26)$$

$$Q_t = 7,85 * 10^{-3} [\sin 4\pi t + 0,10 \sin 8\pi t] \dots \dots \dots (3.27)$$

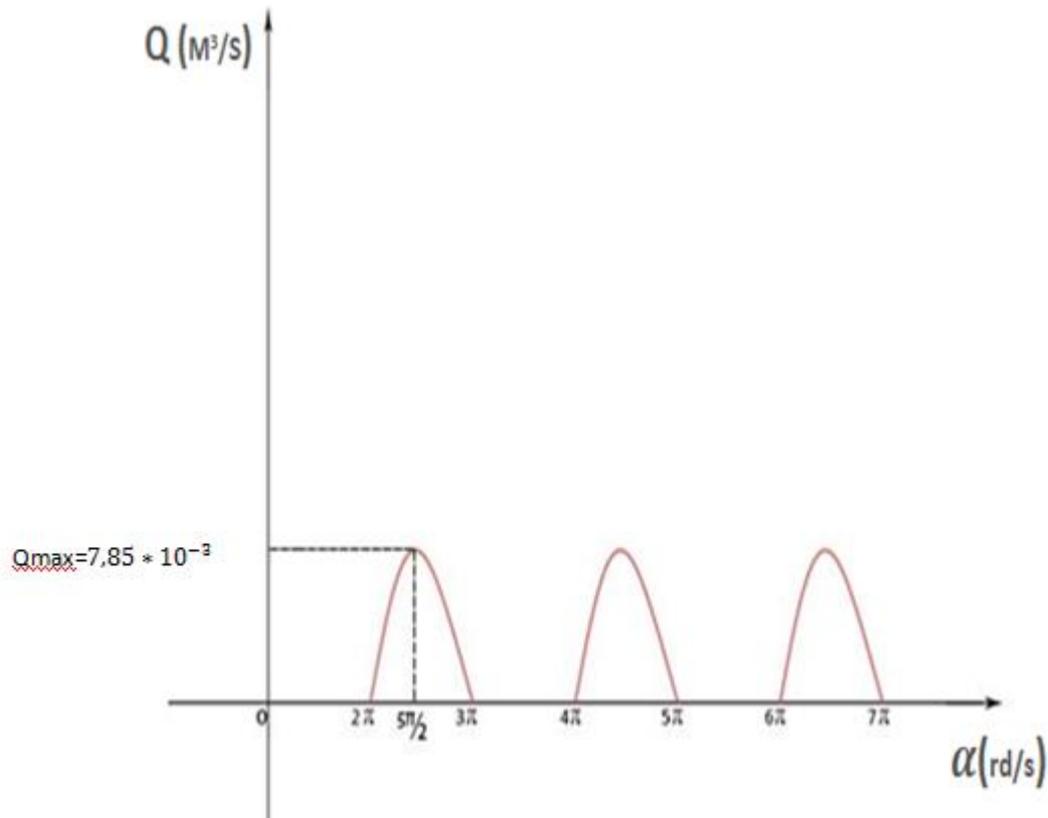
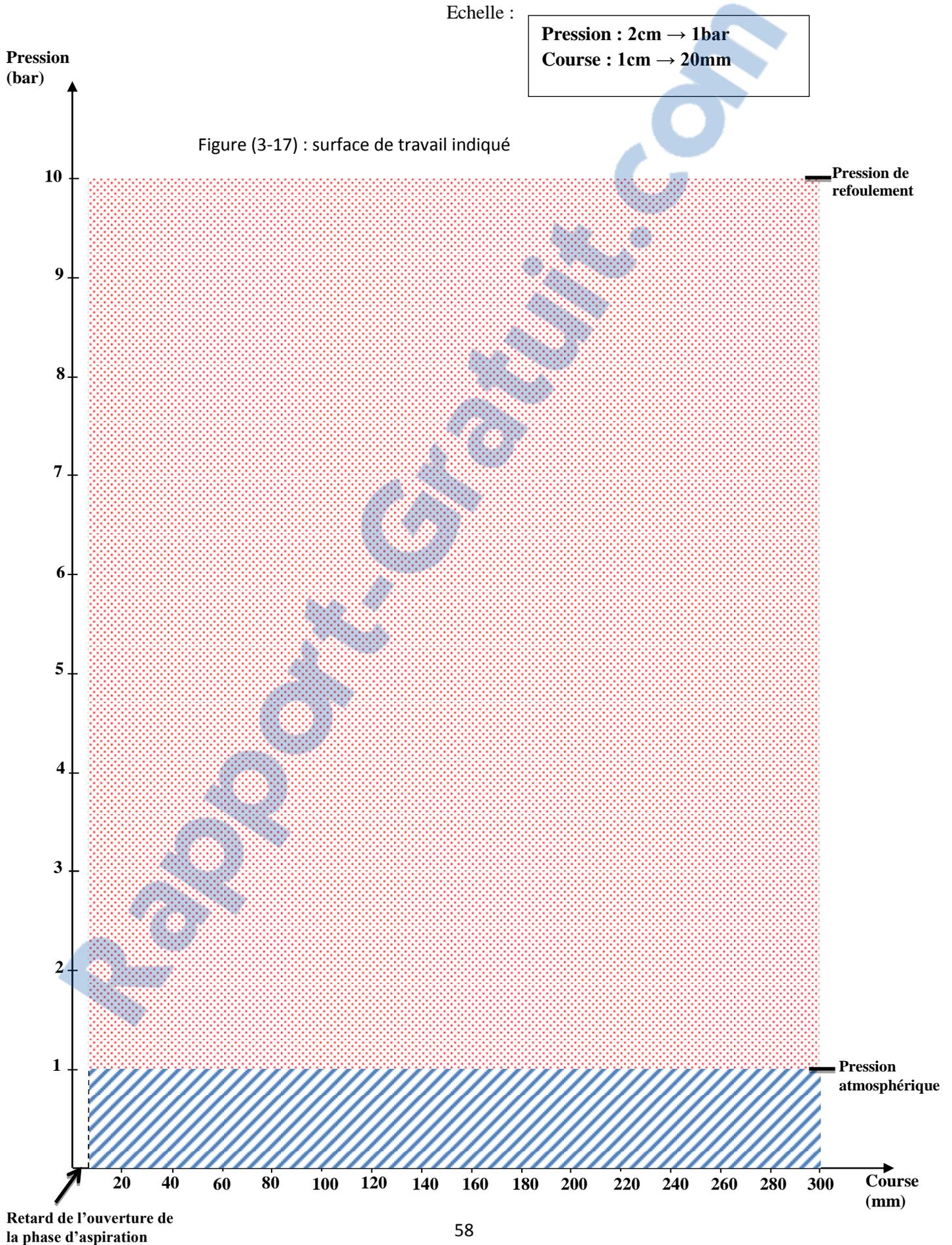


Figure (3-16) : Débit instantané de la pompe à piston

4- Calculs des performances de la pompe :

4-1 Cherchons le travail indiqué :

On calcule la surface de travail d'après le diagramme suivant :



$A' = (\text{pression de refoulement} - \text{pression atmosphérique}) * (\text{course de piston} - \text{retard de l'ouverture de la phase d'aspiration})$

$$A' = [(14,7 * 10^{-2})(18 * 10^{-2})] \dots \dots \quad (3.28)$$

$$= 0,026 \text{ m}^2$$

$$2 \text{ cm} * 1 \text{ cm} = 2 \text{ cm}^2$$

$$15 \text{ cm} * 9 \text{ cm} = 135 \text{ cm}^2$$

$$[300 * 10^{-3}(\text{m}^3)] * [9 * 10^5(\frac{\text{N}}{\text{m}^2})] \dots \dots \dots (3.29)$$

$$10^5 * 20 * 10^{-3} \frac{\pi * 0,20^2}{4} = 62,80 \text{ joule} \dots \dots (3.30)$$

D'où :

$$2 * 10^{-4} (\text{m}^2) \rightarrow 62,80 \text{ J}$$

$$0,026 (\text{m}^2) \rightarrow ?$$

D'après la règle de trois :

$$\Rightarrow \frac{0,026 * 62,80}{2 * 10^{-4}} = 8164 \text{ joule} \dots \dots \dots (3.31)$$

Donc le travail égale : 8164 joules

On peut conclure le travail indiqué :

Le rendement indiqué est de : $\eta = 0,92$

$$T_{ind} = \frac{\text{Travail}}{\eta} \dots \dots \dots (3.32)$$

$$T_{ind} = \frac{8164}{0,92} \dots \dots \dots (3.33)$$

Le travail indiqué égale = 8874 joule

4 -2 Puissances de la pompe :**Puissance utile P_u :**

$$P_{utile} = \text{pression de refoulement} * \text{debit}$$

La pompe refoule une pression de 10 bars, la puissance utile sera :

$$P_{utile} = [(10 * 10^5) (30 * 10^{-3})] \dots \dots \dots (3.34)$$

$$P_{utile} = 3 * 10^4 W$$

Puissance absorbée P_a :

$$\eta_g = \frac{P_{utile}}{P_{absorbé}} \dots \dots \dots (3.35)$$

Le rendement des pompe a piston a mouvement rectiligne alternatif est compris entre 0,60 → 0,70

on choisie $\eta_g = 0,65$

$$P_a = \frac{P_u}{0,65} \dots \dots \dots (3.36)$$

$$\frac{3 * 10^4}{0,65}$$

$$= 46153 W$$

La puissance d'entrainement P_e :

$$P_e = P_a * k \dots \dots \dots (3.37)$$

Avec k (coefficient de transmission varie entre 1,05 et 1,50)

On prend $k = 1,20$

$$P_e = 1,20 * 46153$$

$$P_e = 55383 W$$

La hauteur d'aspiration :

Appliquons le théorème de Bernoulli :

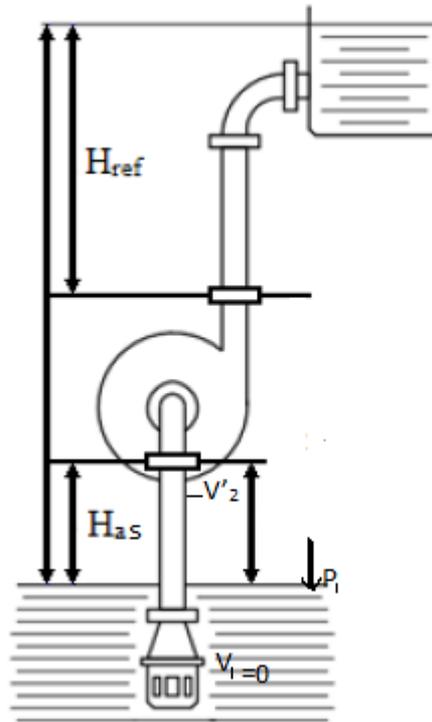


Figure (3-18) : pompe élévatrice

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V'_2{}^2}{2g} + Z_2 + \sum \text{pertes} \dots \dots (3.38)$$

P_1 : pression atmosphérique

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 10^5 \text{ Pascal}$$

$$P_2 = 0,1 \text{ atm} = 0,1 * 10^5 \text{ après une dépression}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Diamètre de conduite } D_c = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

- La vitesse V'_2 de fluide :

$$Q_{ent} = V'_2 * I$$

$$\text{Avec } I = \text{section de conduite} = \frac{\pi D_c^2}{4} \dots \dots \dots (3.39)$$

$$I = \frac{3,14 * 0,1^2}{4} = 0,0078 \text{ m}^2 \dots \dots \dots (3.40)$$

$$\text{D'où : } V'_2 = \frac{0,032}{0,0078} = 4,10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \dots \dots \dots (3.41)$$

- $\Sigma \text{perte} = \text{linéaire} + \text{singuliere}$

$$\text{Pertes liniaires} = \frac{\lambda c * L * V^2}{2g * D_c}$$

$$\text{Pertes singulières} = k' \frac{V^2}{2g} \quad (\text{le rapport } k' \text{ tend vers } 1 \text{ à la sortie de la conduite})$$

$$\Sigma \text{pertes} = \frac{0,020 * 16,81 * L}{0,1 * 19,62} + \frac{16,81}{19,62} \dots \dots \dots (3.42)$$

$$\Sigma \text{pertes} = 0,17 L + 0,85$$

Alors d'après le théorème de Bernoulli on peut tirer la hauteur d'aspiration :

$$\frac{10^5}{1000 * 9,81} + Z_1 = \frac{0,1 * 10^5}{1000 * 9,81} + \frac{16,81}{19,62} + Z_2 + (0,17 + 0,85) \dots \dots \dots (3.43)$$

$$\Rightarrow 10,19 - 1,01 - 0,85 - 0,85 = (Z_2 - Z_1) + 0,43L \dots \dots \dots (3.44)$$

$$\Rightarrow 7,49 = 1,17 L$$

$$\Rightarrow L = 6,40 \text{ m} \dots \dots \dots (3.45)$$

Finalement on calcule la variation de volume emmagasiné dans la chambre pneumatique :

la pompe refoule un débit de : 30 l/s

Elle tourne à une vitesse de $N = 120 \text{ tr}/\text{mn} = 2 \text{ tr}/\text{s}$

D'où : 1 tr → 15 l/s

Sachant que la variation de volume est égale à :

$$\Delta_v = T * Q_{\text{debité}} \dots \dots \dots (3.46)$$

$$\Delta_v = 0,51 * 30 \dots \dots \dots (3.47)$$

$$\Delta_v = 15,3 \text{ l/s} \dots \dots \dots (3.48)$$

Le volume varié pour un tour :

$$\Delta_v = 0,51 * 15 \Delta_v \dots \dots \dots (3.49)$$

$$\Delta_v = 7,65 \text{ l/s} \dots \dots \dots (3.50)$$

Conclusion

Une étude hydraulique a été élaborée sur une pompe à piston à simple effet, cette étude est composée de 3 chapitres, généralités sur les pompes, système bielle manivelle, théorie générale des pompes.

Dans la première partie on a découvert les types de pompes leur fonctionnement, organes, avantages et inconvénients.

Dans la deuxième partie nous avons parlé de la cinématique de système bielle manivelle.

Ensuite dans la dernière partie on a étudié les performances de la pompe (débit, puissance), l'utilisation de la pompe à piston et la chambre pneumatique pour régulariser le débit refoulé .

Références bibliographiques

- [1] « Pompe volumétrique», ENPSSPM formation industrielle IFP 2005
- [2] « Les pompes » , Total manuel de forme EXP-PR-EQ070 Révision 0.1,Dernière Révision :13/04/2007
- [3] : Pascal Bigot « cours : les pompes » 2011
- [4] :Bernard, technique de l'ingénieur B (4320) pompe volumétrique pour liquides , Paris , 2009
- [5] Francis Esnault, construction mécanique tome 2 Edition Dunod 2009
- [6] Salhi Mohamed reda , Sliti Ridha , Nair Noureddine manuel de cours Génie mécanique , Faculté des sciences et techniques Tunisie
- [7] Gendouze Omar , conception et réalisation d'un dispositif de pompage , mémoire de magistèreInstitut national d'agronomie : El Harrach Alger 2007
- [8]Moussaoui Mesbah, support de cours d'hydraulique département de Génie mécaniqueInstitut supérieur des études technologiques de Gafsa2010-2011
- [9] Magali Bancillon mémoire professionnel technologie des systèmes Université Joseph Fourier ,Science Technologie Santé 2007-2008
- [10] Jaques Bounin , hydraulique urbaine ,Edition Eyrolles.1986
- [11] J.Ligen/ M , le Guay , pertes de charge Edition parisiennes 2007
- [12] Pascal Bigot cours mécaniques des fluides: les pompes
- [13] Pumps (ACF) hauteur d'aspiration le pompage
- [14] F. Bloch , appareil producteur d'eau sous pression . Gauthier Villars et fils G. Masson, Université Lille 1, Editeur Parisiennes 1894
- [15] Cours Risques et précautions liés au matériel du pompe volumétrique D5 216 ingénieur en sécurité industrielle 2005
- [16] M . MIMOUN Cours machines hydrauliques et pneumatiques, département de génie mécanique, université de Tlemcen ,2015

[17] KOUILED Slimane, SAYAH Laid, investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes, mémoire de Master en génie mécanique, faculté de ST, SM, Ouargla 2011

[18] L.Martin, influence de la cavitation dans les bruits dans les circuits Hydrostatiques, la Houille blanche ,1983

Résumé :

Afin de compléter notre formation et améliorer nos connaissances acquises au niveau de l'université avec la réalité industrielle des unités de production, un mémoire de fin d'étude a été réalisé pour affirmer encore plus notre savoir et acquérir un état d'esprit industriel.

Ce travail comprend une étude hydraulique sur une pompe à piston à simple effet suivie de calculs de chambre pneumatique. On a déterminé également les rendements et les puissances

Mots-clefs: bielle manivelle , piston , débit , puissance , hauteur d'aspiration, chambre pneumatique

ملخص :

من أجل إكمال تحصيلنا العلمي و تعزيز المعرفة المكتسبة في الفترة الجامعية و التي تتطابق مع الواقع الصناعي كوحدة الإنتاج قمنا بتحرير مذكرة لتطوير و تحسين روح الإنتاج.

يتمثل هذا العمل في دراسة هيدروليكية لمضخة ذات مكبس بتأثير بسيط ، متنوع بعمليات حسابية للغرفة الهوائية، تحديد المحصول و كذا الاستطاعة.

الكلمات المفتاحية : المكبس, التدفق, الاستطاعة, ارتفاع الشفط, الغرفة الهوائية

Abstract:

To complete our training and improve our acquired knowledge at the university level with the industrial reality of the production units, a final dissertation has been made for further affirm our knowledge and acquire an industrial mindset.

This work includes a hydraulic study on a single piston pump followed by pneumatic chamber calculations, the yields and powers

Keywords : crank rod , piston , debit , power , suction height , pneumatic cham

