الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA
FACULTE DE TECHNOLOGIE

Département du Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De master en Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

THEME

Conception d'un banc D'essai pour pompe immergée

Proposé et dirigé par,

Dr. BACHENE Mourad

Préparé et présenté par,

KORICHI Embarek

RAIT Mohamed

Année universitaire : 2019 / 2020

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A ma femme et mes enfants

A mon père et à ma mère

A tous mes frères

A tous mes amis

KORICHI EMBAREK

Remercîment

Toute d'abord, je teins a remercié ALLAH le tout puissant de m'avoir donné le courage ainsi que la volonté Pour préparer ce mémoire.

Mes remercîments à ma femme et mes enfants ; pour leur soutien et leur encouragement pendant toute la vie

Je tiens à remercîment mon encadreur Dr BACHENE MOURAD pour ses appréciations compétentes.

Un remerciement particulier va à tous mes enseignants de génie mécanique qui ont veille pour ma réussite.

Mes remerciements vont aussi aux membres du jury qui m'ont honoré' par leur présences d'avoir accepté' de juger mon travail.

En fin à toute persienne qui a contribué de près ou de loin à élaborer ce travail

KORICHI EMBAREK

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A ma femme et

A mon père et à ma mère

A tous mes frères

A tous mes amis

RAIT MOHAMED

Remercîment

Toute d'abord, je teins a remercié ALLAH le tout puissant de m'avoir donné le courage ainsi que la volonté Pour préparer ce mémoire.

Mes remercîments à ma femme ; pour leur soutien et leur encouragement pendant toute la vie

Je tiens à remercîment mon encadreur Dr BACHENE MOURAD pour ses appréciations compétentes.

Un remerciement particulier va à tous mes enseignants de génie mécanique qui ont veille pour ma réussite.

Mes remerciements vont aussi aux membres du jury qui m'ont honoré' par leur présences d'avoir accepté' de juger mon travail.

En fin à toute persienne qui a contribué de près ou de loin à élaborer ce travail

RAIT MOHAMED

SOMMAIRE

Introduction

Chapitre I……..…..……2

Définition générale des pompes ……2

Répartition des pompes……...2

Mode Opératoire de la pompe……6

Comparaison des types des pompes……...6

Chapitre II:

Types des pompes produites par POVAL……...8

Les pompes de surface ……9

Type des pompes de surface produit par POVAL……...9

Les pompe immergées……....10

Introduction……..……10

Domaine d'utilisations……..….11

Les composants de la pompe……..……...11

Mode d'emploi **……** ……13.

Type des pompes immergées produit par POVAL……....15

Chapitre III :

Méthode suivi par POVAL dans le rodage des pompes immergées…….22

Introduction……...22

Test des pompes ……...…22

Problématique ……..23

Déroulement du processus de rodage ……..…..23

Enlèvement de la pompe ……..…….25

Procédure de l'expérience…….……....26

La solution suggérée ……..…….. 28

Création d'un banc d'essai ……..…..28

Description de l'appareil……..29

Mode d'emploi de banc d'essai……...30

Chapitre IV :

Étude et conception des différents composants du banc d'essai ……..……34

Introduction……..…34

Détermination des poids des diffèrent composants utilisés ……..…….34

Détermination et calcul des vis écrou 19……..…….....40

Chapitre V :

Etude du réducteur de vitesse……..50

Etude de réducteur avec vis et roue dentée……..50

Choix du moteur électrique. ……..……...52

Chapitre VI

Calcul des arbres……...77

Calcul des réactions……..79

Calcul du couple de flexion et les forces de découpage des arbres……..84

Chapitre VII :

Calcul des roulements……..91

Calcul des roulements pour l'arbre horizontal……...…….91

Calcul des roulements pour l'arbre vertical…….93

Calcul des roulements du palier A et B ……..96

La charge dynamique équivalente P ……97

Durée de vie nominale de la charge B ……...…..98

Durée de vie nominale de la charge A …….....99

Calcul des caractéristiques du couplage……..104

Chapitre VIII

La lubrification……108

Procédés de lubrification ……108

Conclusion……..112

Bibliographie ……..……115

Résumé……116

Annexes ……117

Introduction :

L'homme était la source de distribution de l'eau par ses propres moyens primitifs, mais il ne pouvait pas le faire à des moments où la nappe phréatique est faible. L'évolution de l'homme a permis d'utiliser l'animal puis la mécanisation pour pomper de l'eau. L'homme a essayé, au fil des siècles, de profiter de l'eau de diverses manières.

Dans divers domaines, y compris l'irrigation et dans toutes les industries, et parce que le besoin humain de l'eau nécessite d'être transféré d'un endroit à un autre ou soulevé du bas au haut niveau, il a inventé les moyens pour répondre à ce besoin manuellement animal ou automatiquement.

Les besoins humains aux grandes quantités d'eau sont en augmentation permanente. Pour faire face aux demandes importantes, en agriculture on a inventé la machine à roue hydraulique qui utilise l'énergie animale.

Avec l'invention de la machine à vapeur en 1769 et au cours de la révolution industrielle, avec l'exode rurale, il est apparu nécessaire de fournir une meilleure eau, ce qui a poussé l'homme avec son intelligence à créer, en Angleterre en 1800, les premiers Scooters de pompe. Elles ont été utilisées pour soulever et déplacer des liquides d'un endroit à un autre.

Dans les systèmes industriels aussi, les pompes sont présentes pour les transferts de fluides ou pour donner plus de pression dans les circuits et équipements qui en nécessitent. A cet effet, plusieurs types de pompes sont employés, parmi lesquelles on y trouve la pompe à engrenage. Elle se distingue par ses côtes d'encombrement réduites et ses caractéristiques fonctionnelles importantes (débit et pression).

Notre travail est la conception d'un dispositif de montage des pompes immergées sur banc d'essai. Dans cet intérêt, nous avons fait des essais sur ce type de pompe sur un banc d'essai muni d'un dispositif de positionnement de la pompe, sur un circuit qui contient des instruments de mesures existant au préalable et disponible au niveau de l'unité de production POVAL, afin de construire les courbes caractéristiques de la pompe.

L'objectif primordial de ce dispositif, faisant l'objet de notre étude, est de réduire le nombre des intervenants pour le montage de la pompe sur le circuit d'essai, toute en diminuant le temps de montage de ces pompes (poids important) en toute sécurité.

CHAPITRE I

Chapitre I :

I. Définition générale des pompes :

La pompe est une machine hydraulique utilisée pour augmenter la puissance des fluides, sachant qu'il y'a trois types d'énergie hydraulique, la puissance potentielle, Puissance de vitesse, et la puissance de pression, donc le travail de la pompe est considéré comme un atout pour ces types d'énergie.

Mais pour que ces types d'énergie soit utile et pratique, elle doit être sous forme d'un compresseur, car les utilisations de la pompe hydraulique nécessite cela.

La pompe peut faire déplacer l'eau depuis un réservoir plus bas vers un réservoir plus haut, où elle peut faire la lubrification et refroidissement forcée pour plusieurs pièces des machines.

Toute cette opération nécessite un compresseur de la pompe, d'où la pompe ne doit pas être une machine de levage des fluides seulement, car c'est une définition limité, liée aux vieux machines utilisé à l'irrigation par exemple.

La pompe a était toujours relié avec l'eau, cependant chaque fluide peut passer dans les tubes et peut être pompé comme la boue (mélange de sable et eau).

I.1. Répartition des pompes :

Les pompes sont divisées généralement en 2 types essentiels :

Les pompes roto dynamiques et les pompes positifs.

Il y a de différences entre ces deux types de pompes du point de vue théorique ; néanmoins, la définition générale de la pompe est l'augmentation de l'énergie des fluides, valable à ces deux types, que ce soit la pompe roto dynamique ou positive. Elles présentent un compresseur nanométrique et des débits, elle augmente la puissance du fluide, mais la base de ce type de pompe se diffère complètement l'un de l'autre type.

Exemple :

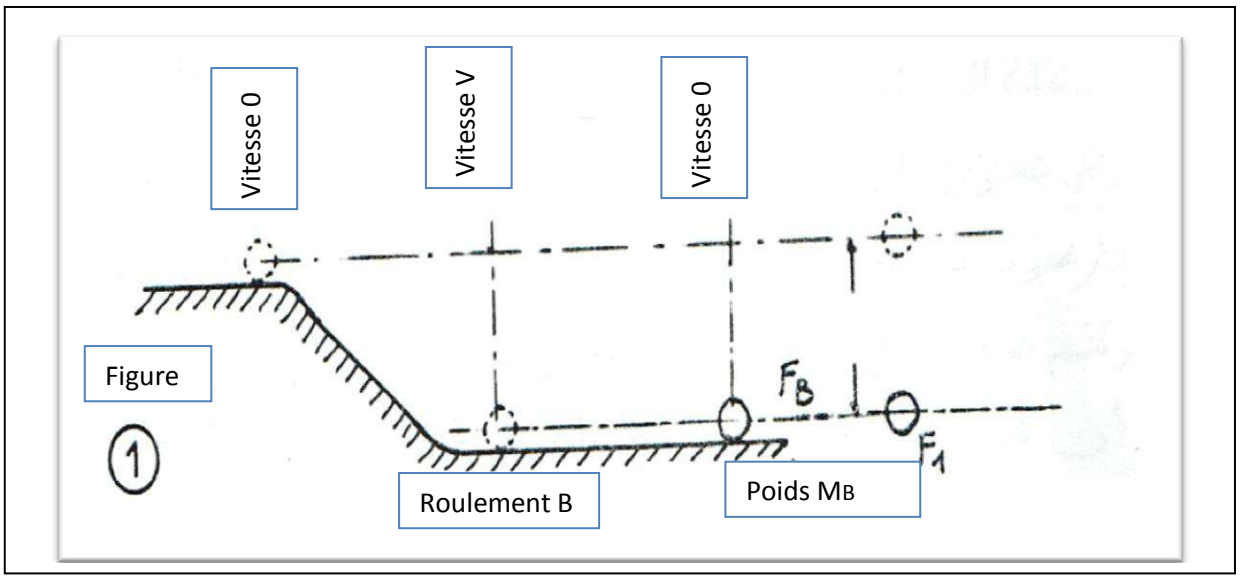
Si on veut transporter 1 Kg du fluide pour une hauteur Hx, la pompe doit fournir une certaine puissance par unité de poids du fluide, mais la manière de fourniture se fait différemment.

Si on imagine un poids d'une masse M, qu'on veut le lever pour une hauteur H, on a deux méthodes pour le faire.

La méthode directe : est de pousser le fluide en hauteur par une force F1, égale au poids M et son ligne de travail verticale.

Par contre, la méthode indirecte a donné une poussé horizontale d'une force F2 (Figure 1) pour parcourir une distance d'un palier avant que la ponte s'élève pour une hauteur

verticale H. cette force F2 donne un poids sur la roue (ventilateur), doit être égale à la pesanteur du poids, mais sa valeur est proportionnelle à la longueur du palier. Si la force F2 est petite, il nécessite une durée plus longue pour arriver à une vitesse V suffisante afin de soulevé le poids engendré par la ponte.



Mais si la force F2 est plus grande, elle donne une forte poussé au poids du fluide lui attribue une grande vitesse de déplacement en hauteur. On conclue de ceci, la différence essentielle dans la qualité de fonctionnement des pompes. Dans les pompes positives la puissance affecte directement la masse du fluide. Mais les pompes roto dynamiques affectent la puissance dans une direction spécifique Orthogonale à la direction du flux afin d'accélérer le fluide dans cette direction que ce soit linéaire ou polaire. C'est-à-dire lui donné une énergie cinétique, qui est l'objectif de ce type de pompes.

Les pompes positives :

Une pompe volumétrique est une pompe dans laquelle une certaine quantité de fluide « emprisonnée » est forcée à se déplacer jusqu'à l'orifice de sortie.

Le débit d'une pompe volumétrique est proportionnel à la vitesse d'actionnement de ses éléments mobiles et dépend très peu de la pression de refoulement (par contre, l'énergie consommée par la pompe est proportionnelle à la différence de pression entre la sortie et l'entrée de la pompe). Les pompes volumétriques sont d'une grande diversité. Dans les bases de données de brevets, elles portent le nom de « pompes à déplacement positif ».

La pompe positive est devisée en deux parties :

II.1.1 Les pompes alternatives :

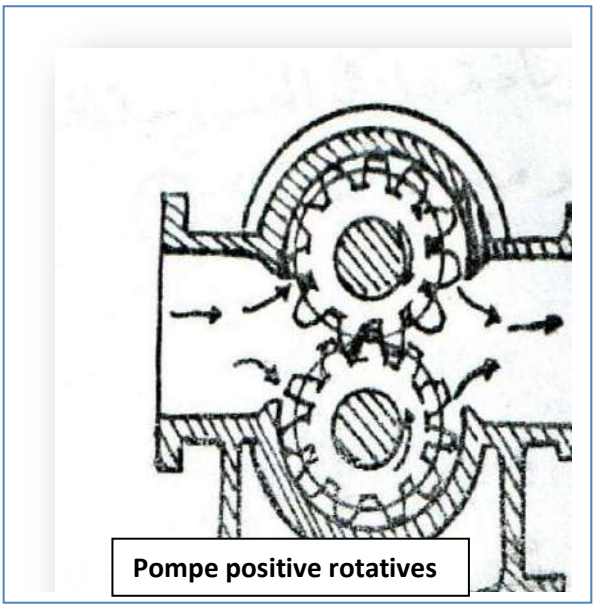
L'eau est pratiquement incompressible. Par suite, si un piston coulis parfaitement dans un tuyau plein d'eau l'eau sera déplacé le long du tuyau sous l'effet du mouvement du piston. De même, si le tuyau plonge en partie ou en totalité dans l'eau, au moment où l'on soulève le piston le vide est produit dans la partie inférieure du tuyau, et l'eau monte dans le tuyau par aspiration. Certainement, ceci est valable seulement jusqu'à la hauteur limite d'aspiration de l'eau, comme nous l'avons indiqué précédemment. Dans le premier cas, l'eau est poussée directement par le piston. Dans le second, le mouvement du piston sert à créer une dépression, et l'eau entre dans le tuyau par la force due au gradient de pression crée entre la surface libre de l'eau à la pression atmosphérique et le vide crée à l'intérieur du tuyau. On peut donc élever l'eau soit en la "poussant" ou bien en la "tirant".

II.1.2 Les pompes rotatives positives

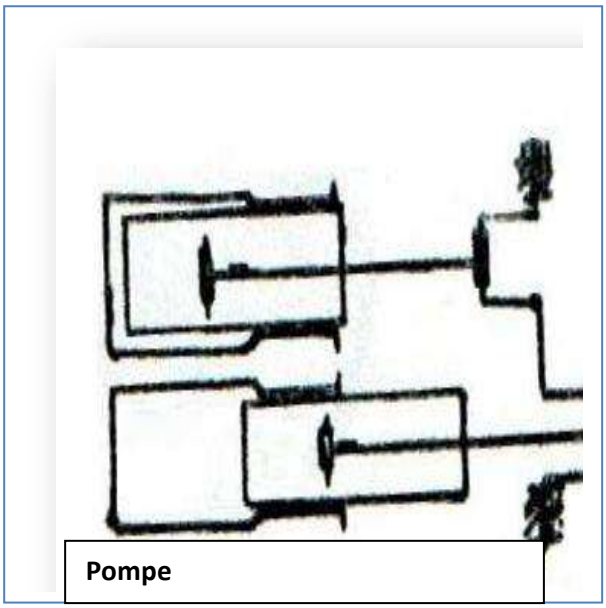
Toutes les pompes dites roto-dynamiques sont conçues selon le même principe de fonctionnement qui consiste à mettre l'eau en mouvement à l'aide d'une roue mobile ou rotor. On utilise l'un ou l'autre ou bien les deux mécanismes suivants pour pousser l'eau vers la sortie du rotor.

- en lui communiquant la pression par l'action propulsive ou élévatoire des aubes sur le liquide (pour les pompes à hélices).
- en la lançant sur une trajectoire circulaire, de sorte à ce que l'évacuation se fasse sous l'effet de la force centrifuge, exactement comme un poids s'échappe après avoir été accéléré par un mouvement circulaire au bout d'une ficelle.

La relation entre la vitesse et la pression d'un fluide à la fois au passage dans un ajutage et dans un diffuseur



Pompe positive rotatives



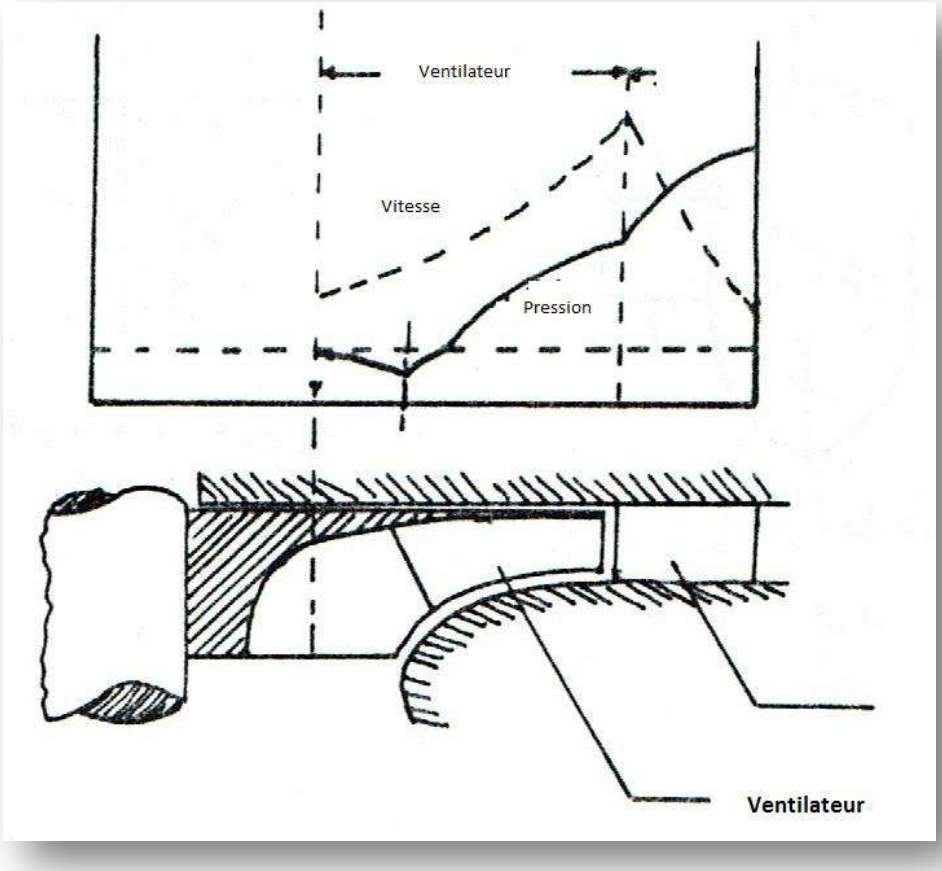
Pompe

II.2.2 Les pompe roto dynamiques :

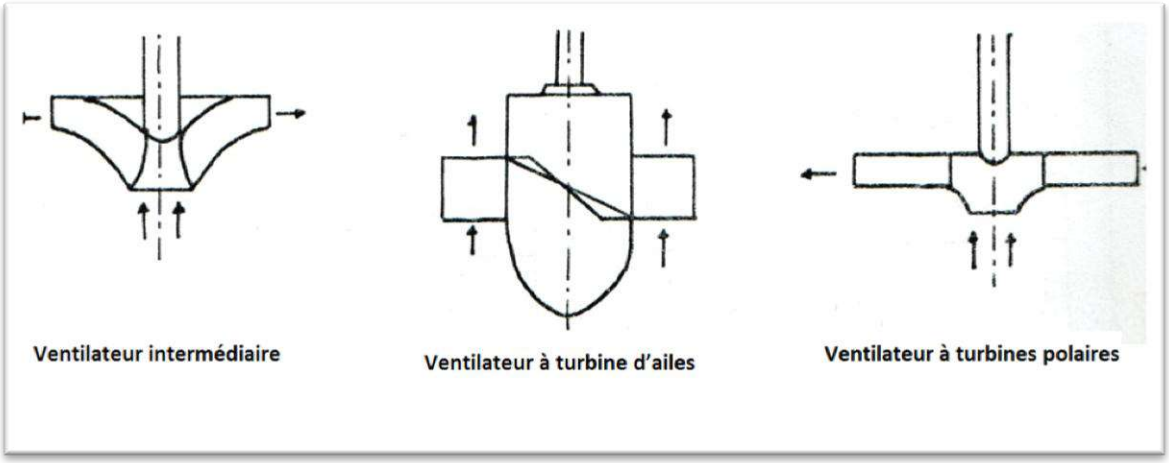
En traitant notre sujet sur les pompes, on a essayé de rendre notre étude pratique, la raison pour laquelle on a choisi l'entreprise POVAL BERROUAGHIA, wilaya de Médéa pour faire notre étude prenant en considération ce que l'entreprise produit, et puisqu'elle est spécialisée dans la production des pompes roto dynamiques qui va être la base de notre étude en particulier les pompes immergées et son mode d'emploi.

Les turbopompes sont des appareils qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie d'un fluide à l'aide d'un mouvement de rotation continu. Les turbopompes se composent de deux parties principales :

- Un **rotor** qui communique au liquide un mouvement de rotation par l'intermédiaire d'aubes ou d'ailettes et qui est fixé sur un arbre supporté par des paliers et couplé au moteur au moyen d'un dispositif rigide ou flexible. Comme le montre la figure 3



Un **corps** de pompe dont le rôle est de diriger le liquide en lui donnant un accroissement de pression, comprenant des orifices d'aspiration et de refoulement et il supporte des paliers et sert d'habitacle pour l'équipage mobile. Il y a trois types de ventilateurs (Figure 4) :



I.2.2.1 Ventilateur à turbines polaires :

Elle a été nommée par ce nom à cause de la centrifugation du corps fluide, la pompe qui contient ce type de ventilateurs s'appelle la pompe centrifuge car le fluide devient électrode (radial).

I.2.2.2 : Ventilateur à turbine d'ailes :

Ce ventilateur a une forme similaire à l'hélice du navire, l'eau entre dans le ventilateur dans une direction parallèle à l'axe, on appelle les pompes contenant ces types de ventilateurs les pompes axiales en rapport au débit de l'eau.

I.2.2.3 Ventilateur intermédiaire :

L'eau entre dans le sens de l'axe et le laisse dans le sens polaire, les conduits du ventilateur serait spiraux et on appelle ce type de pompes par la pompe spirale en rapport.

I.3 Mode opérateur de la pompe :

Nous avons déjà mentionné les deux types différents des pompes dans la théorie de l'emploi, la pompe dynamique rotative consiste à fournir une grande vitesse au liquide.

La pompe positive pousse le fluide ce qui diffère le mode opératoire par rapport aux autres types.

On suppose qu'on a une pompe dynamique rotative remplit du liquide, quand l'arbre de la pompe tourne le ventilateur et le liquide tourne aussi. Suite à cette rotation de la roue, il se produit le refoulement du liquide en dehors du ventilateur. Par suite, les particules du fluide refouler seront replacer par d'autre à cause de la dépression produite à la surface du liquide à déplacer (a absorbé). Par la suite, le liquide sera poussé dans la conduite.

La pression engendrée par la rotation du ventilateur cause le refoulement du liquide en dehors de de la pompe à travers une conduite avec une certaine pression, un débit et une vitesse qui sont relatifs à la vitesse de rotation du ventilateur.

Tandis que les pompes positives possèdent un piston qui glisse dans un cylindre, ressemblant à la seringue médicale. Lors de ce mouvement alternatif, il aspire, en premier lieu, le liquide dans le cylindre jusqu'à qu'il soit remplie. Ensuite il le refoule du cylindre vers l'autre direction que l'aspiration.

Ceci donne un débit spécifié qui n'a aucune relation avec la pression, ce qui est requis pour d'autres modes de pompage.

I.4 Comparaison entre les types des pompes :

Pompes roto-dynamiques	**Pompes positives**
Vitesse de rotation élevée.	Vitesse de rotation basse
Haut débits.	Débits limités.
Liaison entre le débit, le compresseur et la vitesse.	Un débit limité lors de la rotation en vitesse quel que soit le compresseur.
Moins cher.	Ne Réagi pas avec le liquide fluide.
Réagir avec le liquide fluide.	Contiens des vannes ce qui difficile la tâche d'opération.
Dépourvu des vannes, ce qui facilite le processus de maintenance.	Pompe de grande taille pour un certain compresseur et débit.
Pompe de petite taille pour un certain compresseur et débit.	Ces parts ne s'érodent pas rapidement.
Ces parts s'érodent plus rapidement.	L'huile de lubrification des sièges de chargement se glisse dans les pièces de la pompe et pollue le liquide.
L'huile de lubrification des sièges de chargement ne glisse pas en dehors des pièces de la pompe car elle se trouve en dehors du couvercle.	

CHAPITRE II

Chapitre II :

II.1. Types des pompes produites par POVAL :

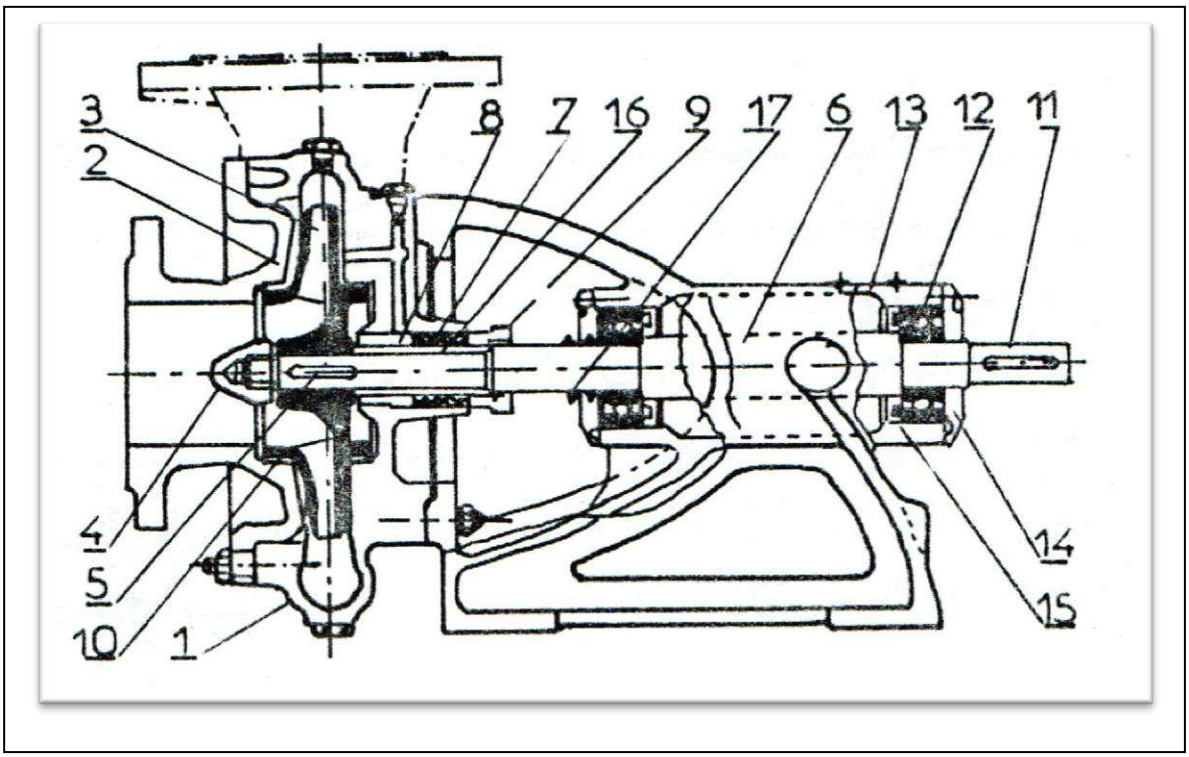
L'unité de POVAL de BERROUAGHIA de la wilaya de Médéa se spécialise dans la production de deux types des pompes :

Les pompes de surface et les pompes immergées, qui sont soumises aux essaies a un banc d'essai et rodage. Par suite, nous allons nous concentrer sur ce type de pompes et ses méthodes de rodage.

II.1.1 Les pompes de surface :

Nommé par la pompe de surface suite à son montage qui se fait à la surface de la terre ou sur la surface d'un réservoir ou château d'eau, elle se compose d'une carcasse et d'un moteur électrique, qui s'installe avec le moteur en parallèle.

Les pompes de surface sont généralement mono bloque comme, le montre la figure 1. Cette appareil est fabriqué en série ; quelques éléments peuvent être communs pour d'autres pompes, le châssis et le turbine est fabriqué de la fonte.



1. Corps de la pompe.
2. Le cratère.
3. Turbine Panda
4. Vis du turbine
5. Clavette de turbine.
6. Arbre.
7. L'étanchéité.
8. négative
9. Couvercle étanche.
10. bague.
11. Clavette d'accouplement.
12. Roulement à billes
13. Corps palier.
14. Couvercle du corps.
15. Elément de soutien.
16. Protège de bruit.
17. Ajusteur.

II.1.1.1 Pompes de surface : types KRGH et kRG1H :

Ces pompes sont utilisées dans la production pétrochimique, la production chimique et les centrales thermiques, elle est doté de moteurs électrique de type ADF avec des vis et des roues dentés, et des moteurs thermiques qui fonctionnent avec du diesel, refroidi par l'air, La vitesse de rotation de ces pompes est de 2300 tr/min, la température du liquide transféré est estimé entre 10°c et 400°c, quant à la viscosité elle arrive jusqu'à 30 cst.

II.1.1.2 Pompes de surface Type ZMLK :

Ces pompes sont utilisées dans la production pétrochimique et stations de pompage, Elles transfèrent les fluides pétrochimiques à une température acceptable située entre 0° c et 90 °c et une viscosité qui ne dépasse pas 30 cst.

Ces pompes peuvent être utilisé dans une température varié entre -20°c et +50°c.

II.1.1.3 Pompes de surface Type MITIDJA 32 :

Ces types de pompes sont généralement monoblocs, son utilisation est réservée à l'usage domestique et l'irrigation à petit échelle.

Ces pompes transfère les eaux stagnés jusqu'à 80°c avec 2% de particules et des granulats fines d'une épaisseur de 0.5 mm.

II.1.1.4 Pompes de surface Type NTR 65 :

Ces pompes sont utilisées comme accélérateur de circulation de l'eau chaux dans les installations de chauffages centrales publics et industriels, comme le chauffage de piscine ainsi que les nouveaux et anciens réseaux, les réseaux d'approvisionnement, pour une température maximale de l'eau est estimé de 100°c pour une température qui varie entre 4°c jusqu'à 40°c.

II.1.1.5 Pompes de surface Type NVA :

Ce type est utilisé généralement dans l'agriculture, le vidange de l'eau, distribution de l'eau transportable et industriel, ces pompes sont destinées à l'expulsion des fluides stagné avec les caractéristiques suivantes :

Une température maximale de 80°c, des impuretés mécaniques pour 2% et des particules d'une épaisseur de 0.5 mm

II.1.1.6 : Pompes de surface Type J 70 et J 50 :

Ces pompes sont utilisées dans l'industrie pour pomper les liquides transportables mélangés avec le sable (boues), ainsi qu'un refroidisseur dans l'industrie et les services de secoure, utilisé dans le domaine de génie civile et les travaux publiques dans l'aspiration des eaux stagnés sur le sol, nettoyage des tuyauteries des graviers du béton ; utilisé encore dans la marine pour le nettoyage, vidange et remplissage. Dans le domaine de l'environnement, elle est utilisée pour le nettoyage, le pompage des boues et filtrages.

II.1.2 Les pompes immergées :

Introduction :

Le monde connaît aujourd'hui une énorme augmentation dans les besoins en eaux potable et eaux usés, des entreprises mondiales sont penchées conjointement pour trouver des solutions d'approvisionnement avec un programme de production progressif des pompes à moteurs immergées conforme avec tous les étapes de réalisation des projets d'approvisionnement d'eau.

Ce type de pompes est devenu primordial pour d'autres projets de différent domaines comme la diminution du niveau des eaux souterrains, l'exploitation minière et métallurgique, la prospection technique dans les zones inondés trouvé a littorale, ainsi que dans le vidange des eaux des grottes et caves, et les domaines d'ingénierie et industriel.

L'un des nouveaux domaines d'utilisation de ce type des pompes, la production économique de l'électricité ou l'unité de pompe fonctionne comme une turbine et dans la découverte des sources d'énergie géothermique, ce type de moteurs immergée est aussi utilisé même sans

pompe dans la génie des procédés industriels où ce type de pompes est considéré comme des équipements non polluant pour l'environnement et non explosives.

II.1.2.2 Domaines d'utilisation :

Le domaine d'utilisation des pompes immergée est largement utilisé, il peut être résumé ci-dessous :

Elle est utilisée comme une pompe au-dessus de la pression pour réduire les sources d'eau, des mines, ainsi que dans les hangars sous terrains, stockage souterrain des carburants, l'irrigation, vidage et séchage, ainsi que pour la préparation des équipements des jeux hydriques, les cascades, et les fontaines.

Généralement, on peut dire que les domaines d'utilisation sont les besoins agricoles et équipements des centrales électriques, ainsi que les grands œuvres d'art et les différentes industries manufacturières et semi-industrielles.

II.1.2.3 Les composants de la pompe :

La pompe se compose de deux parties essentielles ; se sont le moteur qui se trouve en dessous de la pompe, et la partie de la pompe composé du couvercle et turbines. Figure 2

II.1.2.3.1 Le moteur :

Le moteur immergée est un moteur tri phases monté sur un corps hydraulique, ces moteurs sont remplit d'eau pure (eau spécifique) ; ayant deux rôles :

- La lubrification des paliers lisses axial ou verticale,
- le refroidissement du bobinage de moteur qui est totalement étanche.

Le remplissage de certains moteurs est effectué lors du montage aux usines. Par contre, d'autres moteurs seront remplis au moment où seront placé dans leurs installations d'utilisation.

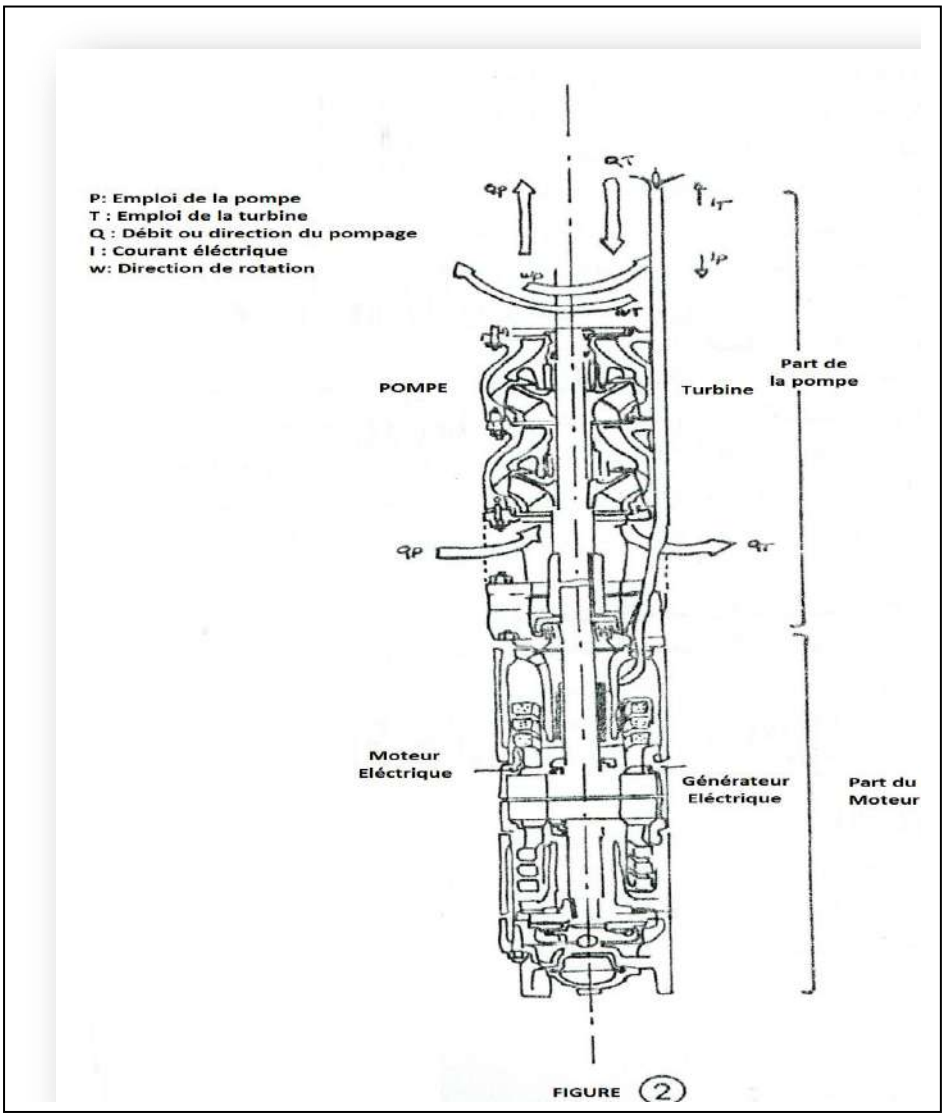
Les joints toriques sont principalement utilisés pour empêcher l'infiltration et miscibilité de l'eau pompée avec le liquide de lubrification dans le moteur.

Une couche mince en dessous des paliers lisses qui équilibre la surpression causée par la dilatation thermique du liquide de refroidissement dans le moteur.

Les câblages électriques sort du moteur avec une étanchéité totale, ainsi que la pompe est équipé avec des composantes de protection spécial.

II.1.2.3.2 : La pompe :

Elle se compose de plusieurs éléments, les pièces intérieure faciles au montage et démontage, et pour les roues et ailettes qui sont fabriquées de différents qualités de métaux qui doivent être résistant à l'usure et la corrosion.



Le couvercle des paliers peut supporter des charges importantes. Le refroidissement de la pompe se fait par la circulation de l'eau pompé, selon les conditions d'utilisation des pompes à turbines diagonales ou axiales ou turbines normales. Chaque type de turbines à ces propres particularités :

- turbines centrifugeuses : faible débit, capacité de pompage élevé.
- demi-axiale : Débit moyen, capacité de pompage moyen.
- Axiale : Grand débit, faible capacité de pompage.

II.1.2.4 Mode d'emploi :

Généralement, les pompes immergées qui ne nécessitent pas d'entretien et maintenance sur les conduites montantes des puits, à condition que le moteur doive être situé en dessous, selon la capacité du moteur.

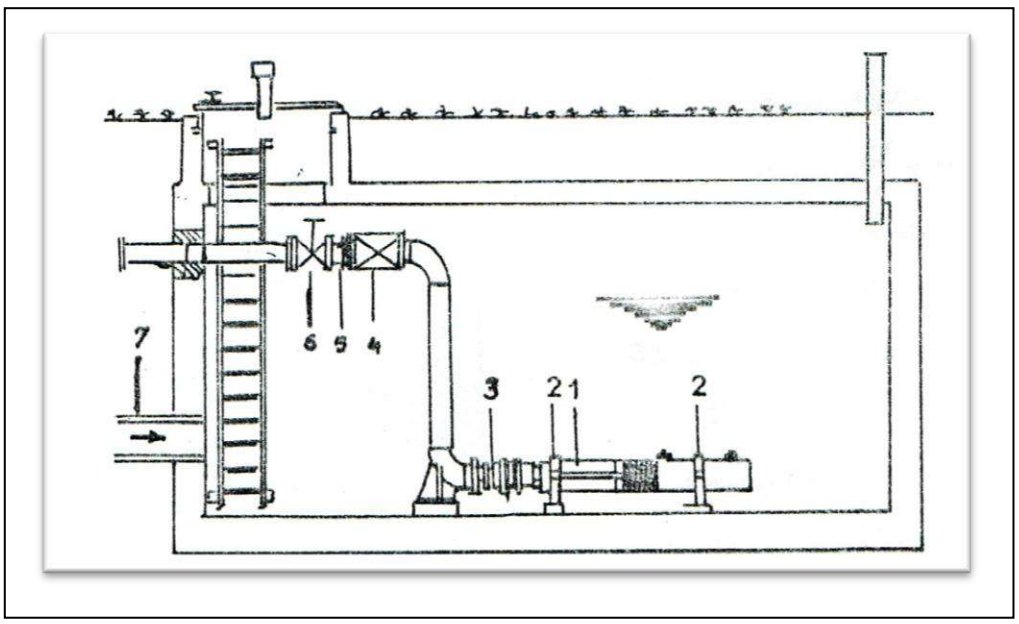
On peut aussi faire le montage en position horizontale ou oblique mais les nouvelles pompes peuvent être montées dans n'importe quelle situation de 0° à 180°.Figure 3 4

Vu que les pompes immergées fonctionnent sous la surface de l'eau, ceci ne pose aucunes difficultés liées au tirage ou cavitations de l'air (auto purgé), qui fonctionnent dans des conditions de protection contre givrage et solidification des eaux sans pollution de l'environnement. Sachant qu'elle présente une faible pollution acoustique, en plus de l'absence des fuites du liquide lubrifiant au fluide pompé.

L'un des avantages de ce type des pompes par rapport aux pompes de surfaces, qui requit peu d'investissement, car aucune fondation en béton requise ou construction pour ces pompes, elle est aussi économique grâce à la grande efficacité opérationnelle qui ne nécessite pas de services ou de maintenances, ainsi qu'elle présente une longue durée de vie suite à ces composantes qui sont fabriquer de matériaux résistant à l'usure et corrosion, le moteur immergé doit être étanche conforme à l'utilisation électrique.

Montage horizontale de la pompe immergée

Réservoir plat



1. Pompe à moteur immergée.
2. support de la pompe.
3. Part de l'équilibre.
4. Fluide du débit de Contrecoup.
5. Lèvre intermédiaire.
6. Vanne de fermeture.
7. Entrée de l'eau.

Chauffage centrale par l'utilisation

D'une source d'eau géothermique

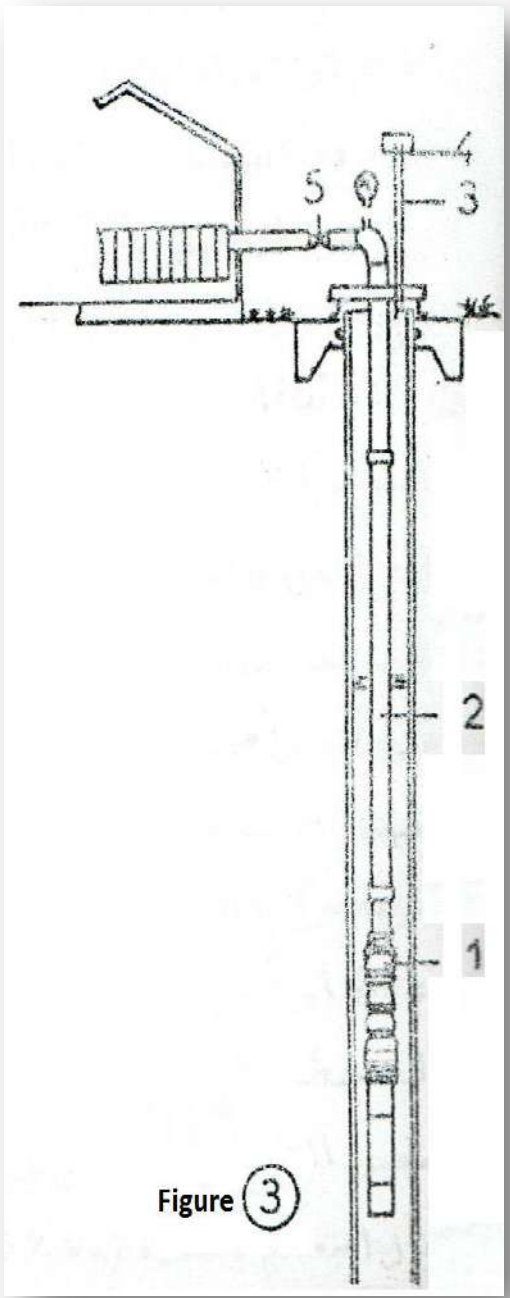


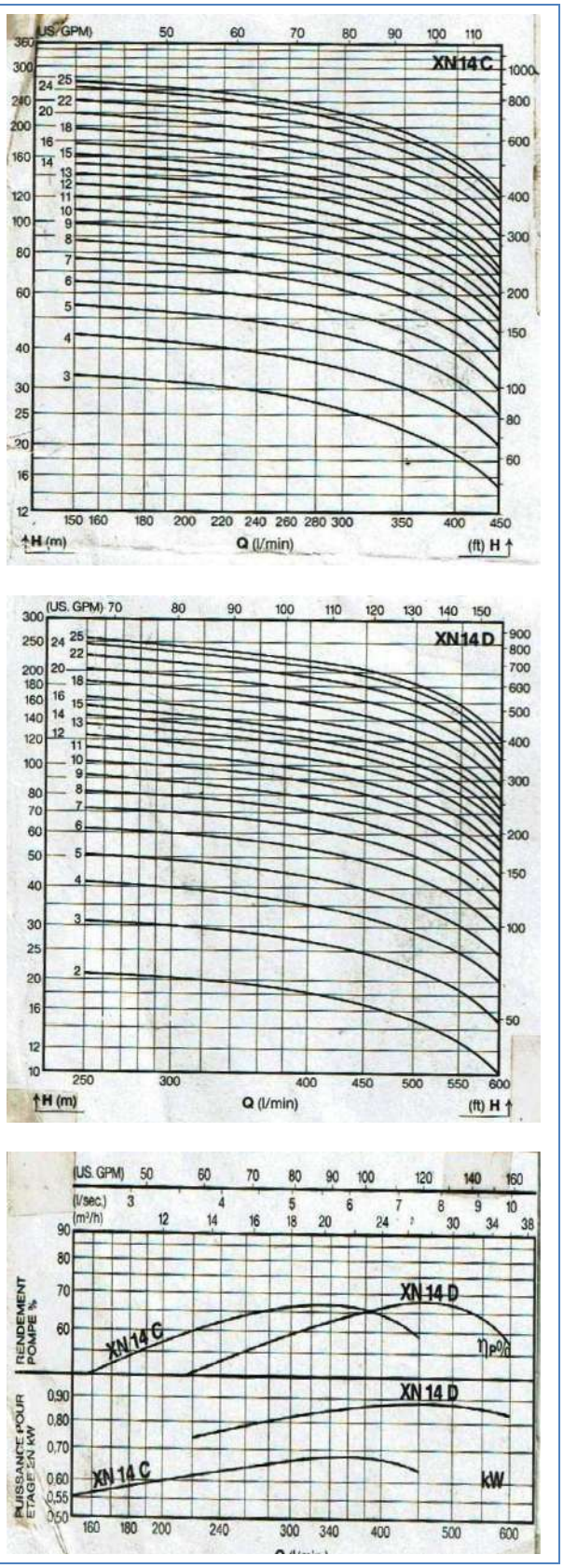
Figure 3

1. Pompe à moteur immergée pour l'eau chaude.
2. Tube montant.
3. Câble électrique.
4. Commande électrique.
5. Vanne de fermeture.

II.1.2.5 Types de pompes immergées produit dans POVAL:

Les pompes immergées fabriqué dans l'unité POVAL sont divisé en 4 types essentiels :

XN14C/D , XN14A/B , XN18 , BGN18



II.1.2.5.1 Pompes de type XN14C/D:

Pour des puits à 6" , 8" pouces.

Ces caractéristiques :

Fréquence : 50Hz.

Vitesse du moteur : 2900 tr/min.

Tension : 500 ‡ 220 V.

Matières : Pour la pompe :

-Turbines XN14C : Alliages en cuivre.
-Turbines XN14D : de la fonte avec le Bronze.
-Corps composé de la fonte.
-Pièces soumises à la pression pour XNC14 sont en fonte seulement.
-Arbre de transmission en acier au chrome AiSi4

*** Moteur** :

-La carcasse en Inox AiSi304.
-Palier du moteur en fonte.
-Arbre du moteur en acier chrome.

Limites d'utilisation :

-Température du liquide pompé 20°c ou plus.
-Pression 50Kg/cm².
-appareil de commande est limité à (±5 % V_k).

II.1.2.5.1 Pompes de type XN18:

Pour des puits à 8 ", 10" pouces.

Ces caractéristiques :

Fréquence : 50Hz.

Vitesse du moteur : 2900 tr/min.

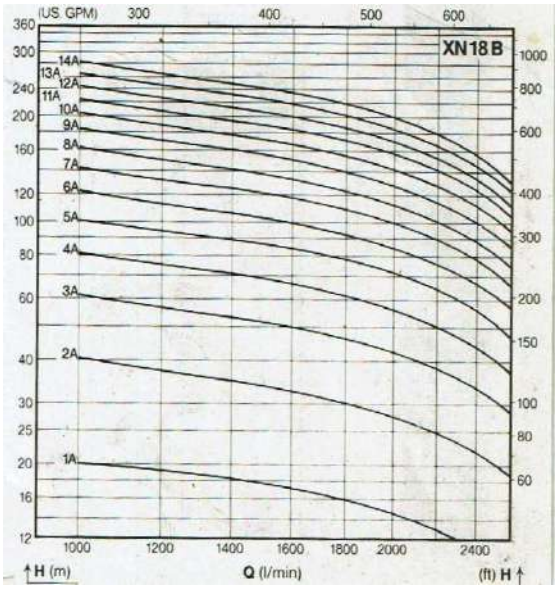
Tension : 500 ‡ 220 V.

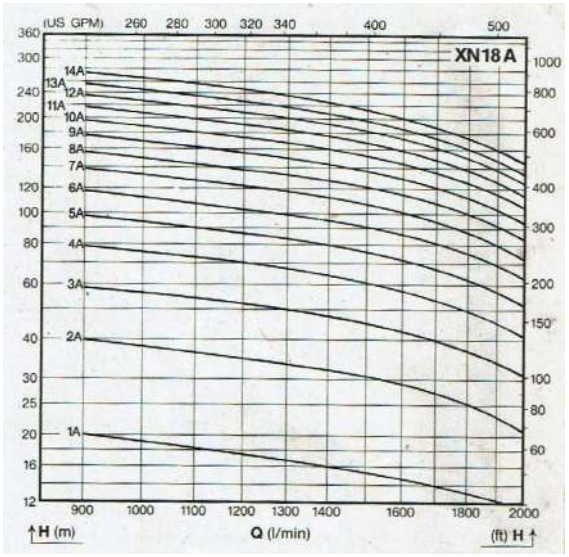
Matières : Pour la pompe :

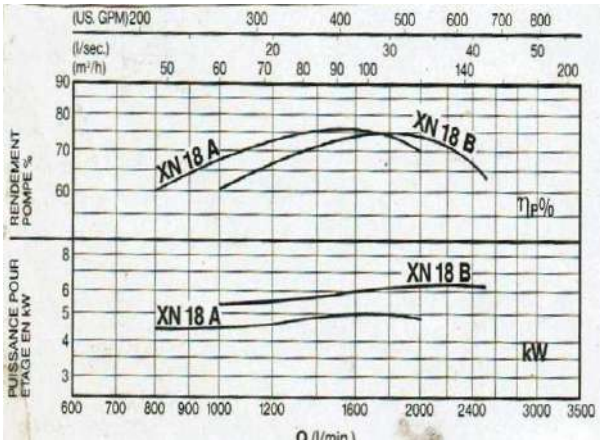
-Turbines en fonte avec le bronze.
-le corps en fonte.
-Pièces soumises à la pression pour XNC18 sont en fonte seulement.
-Arbre de transmission en acier De chrome AiSi420

***Matières pour le Moteur** :
-La carcasse en Inox.
-Palier du moteur en fonte.
-Arbre du moteur du chrome AiSi420.

Limites d'utilisation :
-Température du liquide pompé 25°c ou plus.
-Pression 40Kg/cm².
-Dérivation de la tension est limité à (±5 % Vn).







II.1.2.5.1 Pompes de type XN14A/B:

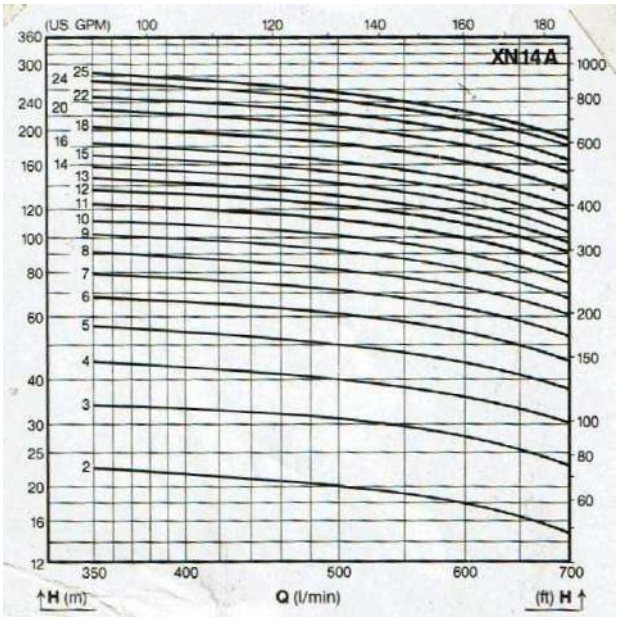
Pour des puits à 6 ", 8" pouces.

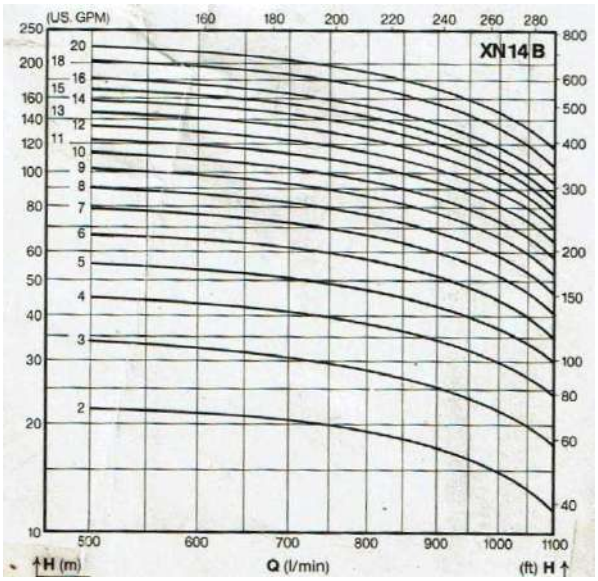
Ces caractéristiques :

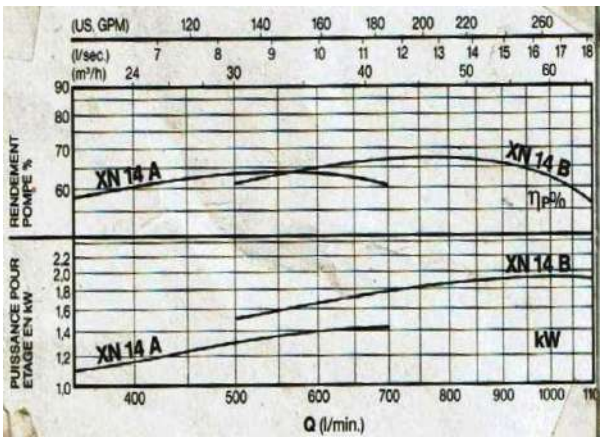
Fréquence : 50Hz.

Vitesse du moteur : 2900 tr/min.

Tension : 500 ‡ 220 V.







Matières : Pour la pompe :

-Turbines en fonte avec le bronze.
-Turbines en fonte.
-Pièces soumises à la pression pour XNC14 sont en fonte seulement.

***Matières pour le Moteur** :
-La carcasse en Inox.
-Palier du moteur en fonte.
-Arbre du moteur en acier de chrome AiSi420.

Limites d'utilisation :
-Température du liquide pompé 25°c ou plus.
-Pression 50 Kg/cm².
-Dérivation de la tension est limité à (±5 % Vn).

II.1.2.5.1 Pompes de type BGN18

Pour des puits à 8 " pouces.

Ces caractéristiques :

Fréquence : 50Hz.

Vitesse du moteur : 2900 tr/min.

Tension : 500 ‡ 220 V.

Matières : Pour la pompe :

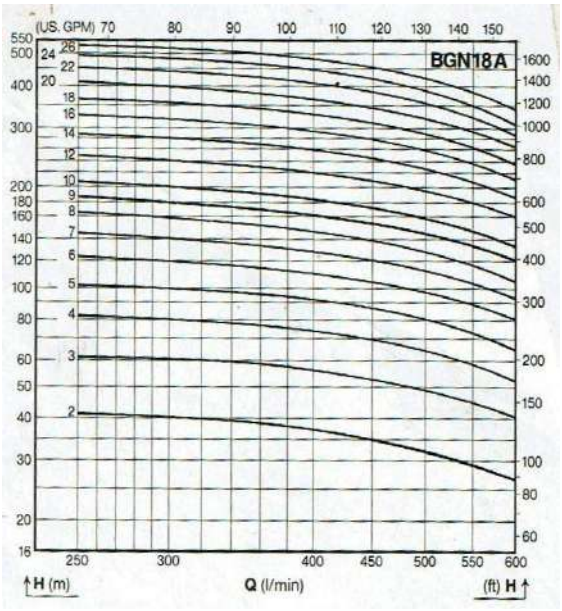
-Turbines en fonte avec le bronze.
-Turbines en fonte.
-Arbre de transmission en acier de chrome AiSi420

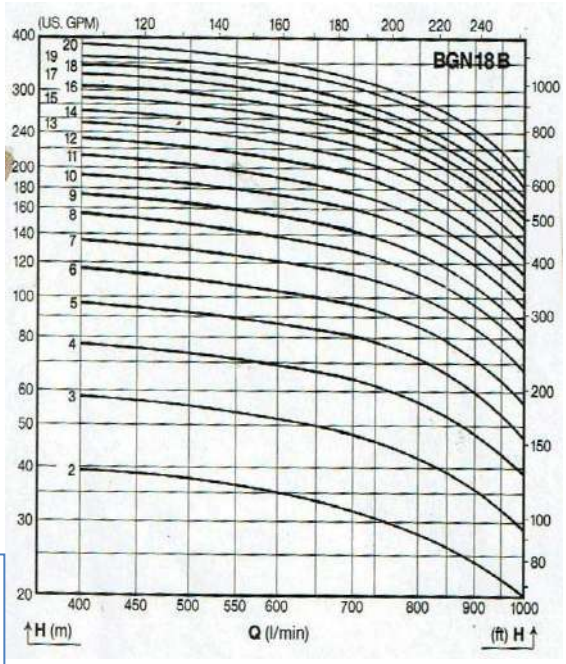
*** Matières pour le Moteur** :

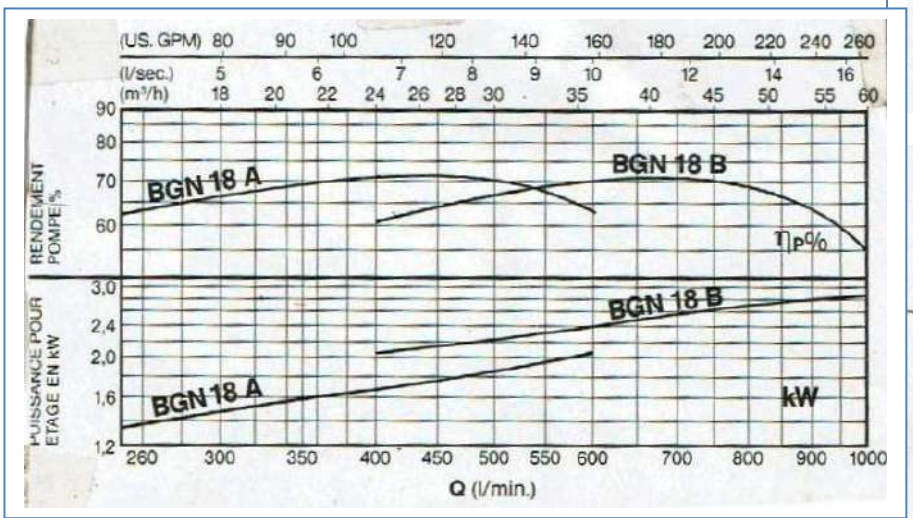
-La carcasse en Inox.
-Palier du moteur en fonte.
-Arbre du moteur en acier de chrome AiSi420.

Limites d'utilisation :

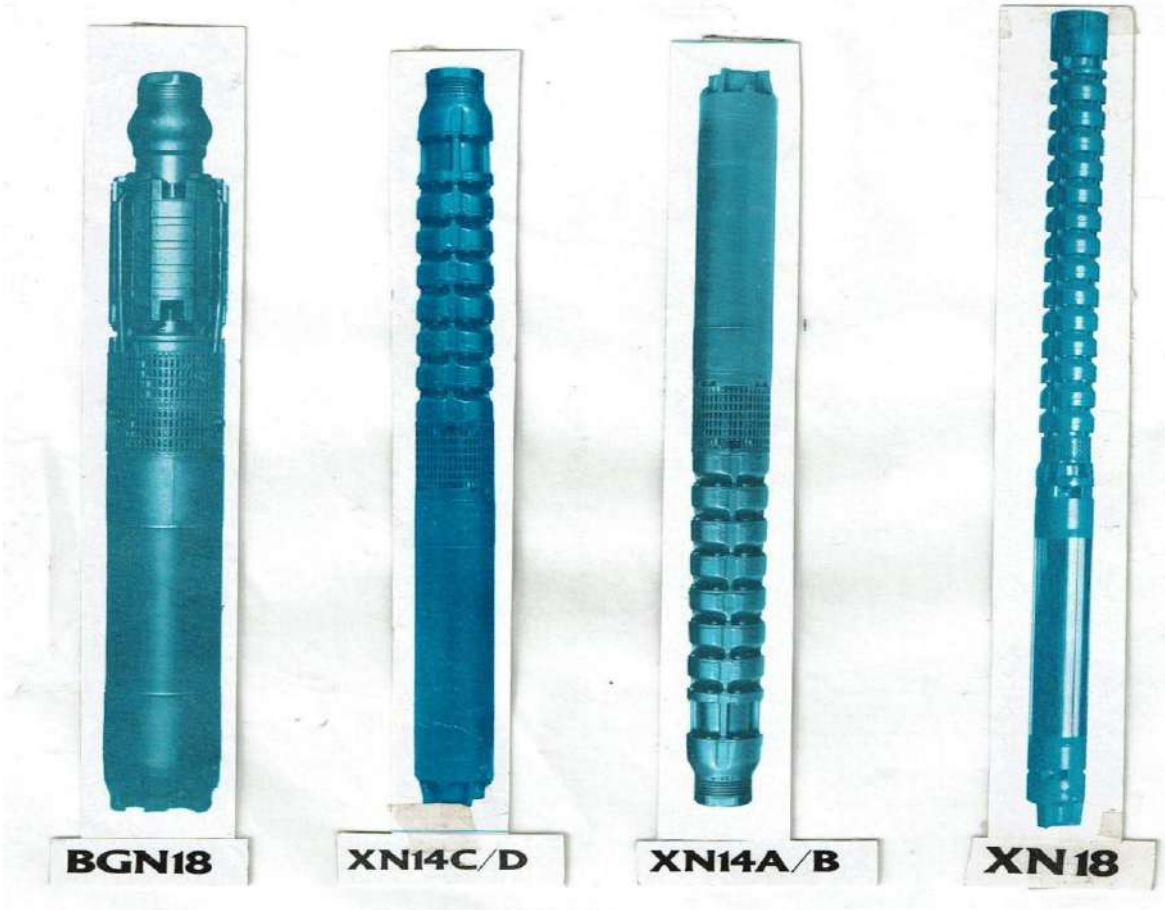
-Température du liquide pompé 25°c ou plus.
-Pression 50 Kg/cm².
-Dérivation de la tension est limité à (±5 % Vn).

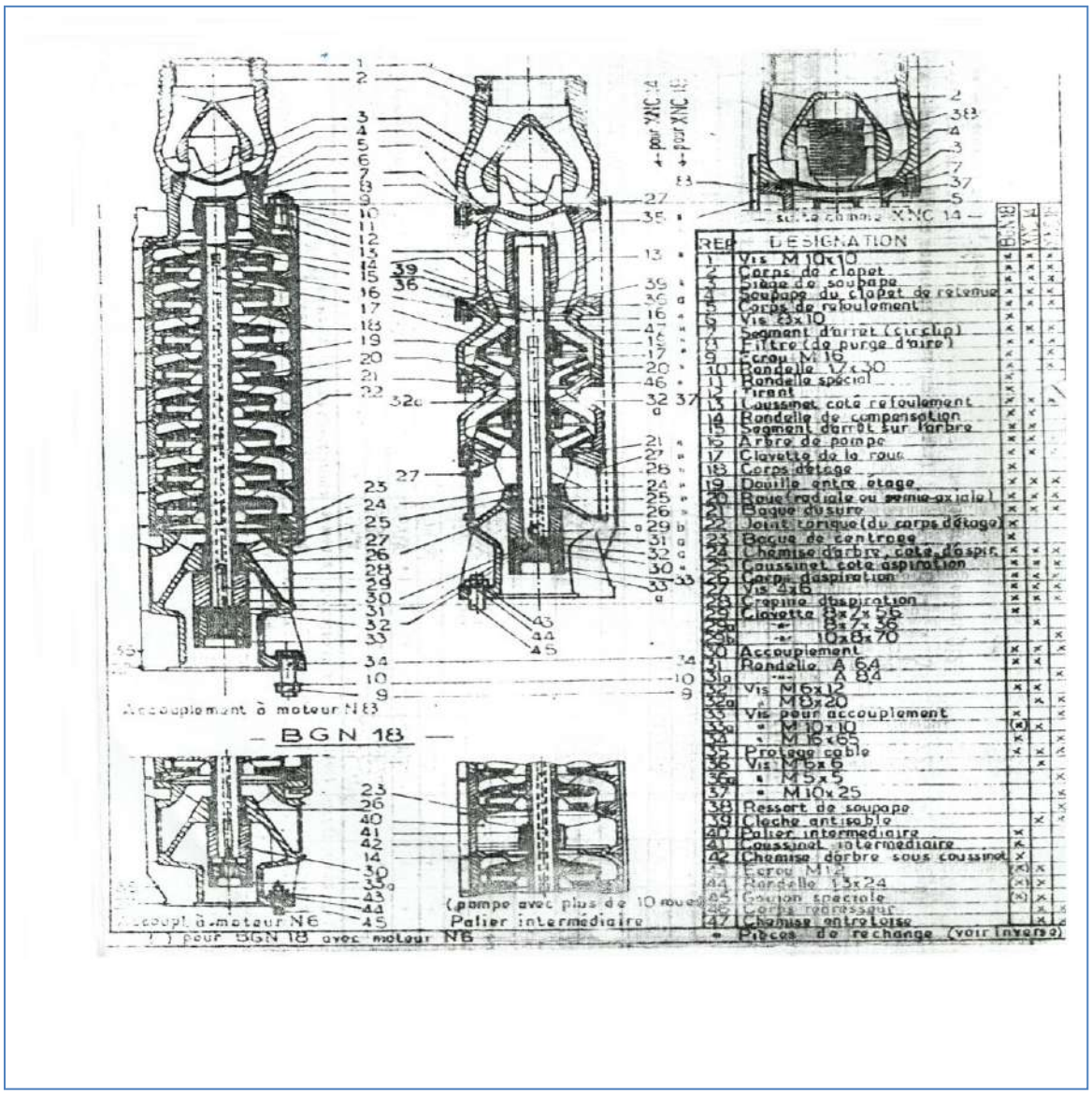









BGN18
XN14C/D
XN14A/B
XN18


BGN 18
Accouplement à moteur N18
Accoupl. à moteur N6
(pompe avec plus de 10 roues)
Palier intermédiaire
+ pour XNC 14
+ pour XNC 18
— suite corps XNC 14 —
REP DESIGNATION
1 Vis M 10x10
2 Corps de clapet
3 Siège de soupape
4 Soupape du clapet de retenue
5 Corps de refoulement
6 Vis 8x10
7 Segment d'arrêt (circlip)
8 Filtre (de purge d'air)
9 Ecrou M 16
10 Rondelle 17x30
11 Rondelle spécial
12 Tirant
13 Coussinet coté refoulement
14 Rondelle de compensation
15 Segment d'arrêt sur l'arbre
16 Arbre de pompe
17 Clavette de la roue
18 Corps d'étage
19 Douille entre étage
20 Roue radiale ou semi-axiale
21 Bague d'usure
22 Joint torique (du corps d'étage)
23 Bague de centrage
24 Chemise d'arbre, coté aspir.
25 Coussinet coté aspiration
26 Corps d'aspiration
27 Vis 4x16
28 Crépine d'aspiration
29 Clavette 8x7x56
29a " 8x7x36
29b " 10x8x70
30 Accouplement
31 Rondelle A 64
31a " A 84
32 Vis M6x12
32a " M8x20
33 Vis pour accouplement
33a " M10x10
34 " M16x65
35 Protège cable
36 Vis M5x6
36a " M5x5
37 " M10x25
38 Ressort de soupape
39 Cloche antisable
40 Palier intermédiaire
41 Coussinet intermédiaire
42 Chemise d'arbre sous coussinet
43 Ecrou M12
44 Rondelle 13x24
45 Goujon spéciale
46 Corps raidisseur
47 Chemise entretoise
* Pièces de rechange (voir verso)
BGN 18
XNC 14
XNC 18

CHAPITRE III

Chapitre III :

III.1 méthode suivi par POVAL dans le rodage des pompes immergées :

III.1.1 introduction :

Les pompes immergées sont produites au niveau de l'unité des pompes de BERROUAGHIA, le processus de production se passe par 3 étapes essentielles, et chaque étape est liée avec l'autre étape :

III.1.1.1 La première étape :

Elle se passe au niveau d'un atelier appelé l'atelier de production où les différentes parties de la pompe sont fabriquées, on les donnant leurs formes fonctionnelles géométriques, sachant que l'atelier de production fabrique environ 60% des pièces de la pompe, alors que les autres pièces sont importés de l'étranger (L'Italie et l'Allemagne).

III.1.1.2 La deuxième étape :

Cette étape passe à l'atelier du montage où les pièces de la pompe sont assemblées pour avoir la dernière forme de la pompe.A savoir le montage ou assemblage des deux parties essentiel de la pompe (La part électrique et la part hydraulique).

III.1.1.3 La troisième étape :

Pour savoir la durée de vie de la pompe on doit la soumettre aux essais pour vérifier ses performances et fiabilités.

III.1.2 essais de pompes :

Une série d'expériences pratiques est menée sur les pompes pour connaitre ses performances durant différentes vitesses, et pour déterminer le débit et pression à la plus haute qualité de ces vitesses. Pour les grandes pompes de cout élevé, une attestation de garantie sera fournie lors de leurs sorties de l'usine. Nécessitant des essais lors de sa livraison au cite désigné pour l'installation ; afin d'assurer ses performances, la même chose pour l'aspect mécanique de la pompe où les vibrations sont mesurées, ainsi que la température des paliers.

Lors des expériences menées à l'usine ou à sur cite des appareils de mesure conçus selon les spécifications internationales ,qui doivent être calibré avant l'utiliser pour garantir les droits du vendeur et de l'acheteur.

III.1.3 Problématique :

III.1.3.1 Déroulement du processus de rodage :

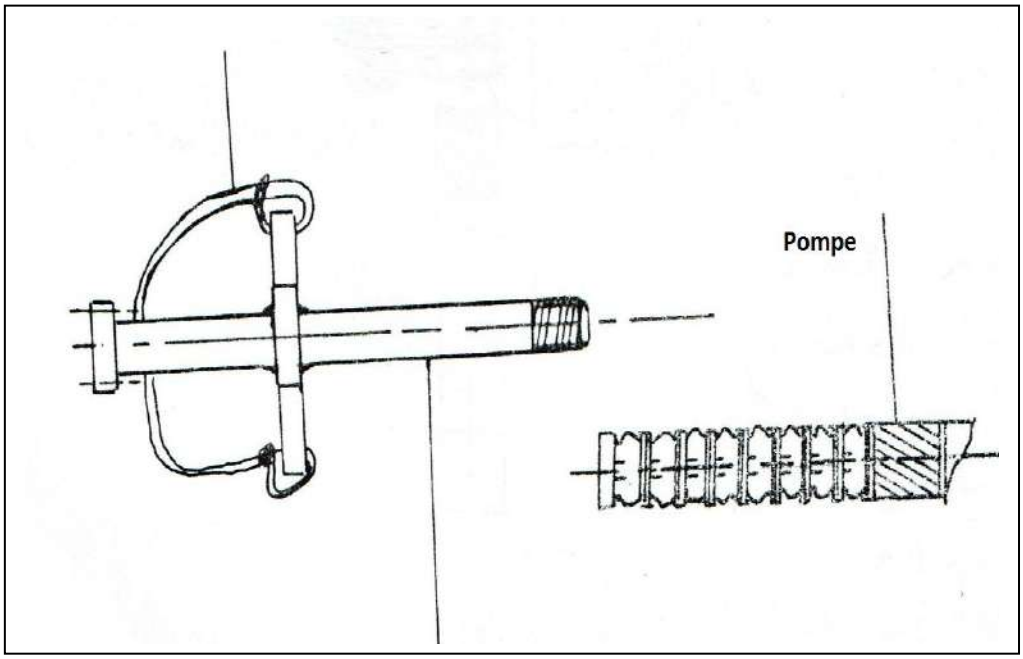
Après le montage d'un tube auxiliaire à la pompe qui va être un intermédiaire entre la pompe et le tube de pompage selon la figue 1, ce tube contient un filetage du côté de la pompe et huit vis de l'autre côté, où la pompe est levé et transmit au réservoir expérimental grâce pont de treuil.

Le positionnement de la pompe en dessous du tube expérimental est fait par l'intervention de 4 ouvriers, chacun à sa propre mission.

1ér ouvrier : Il dirige le conducteur du treuil.

2ème et 3ème ouvrier : Ils installent les supports en bois de soutient de la pompe sur le sol.

4**ème** ouvrier : serrage des vis de fixation et l'assemblage de la pompe avec le tube de pompage.



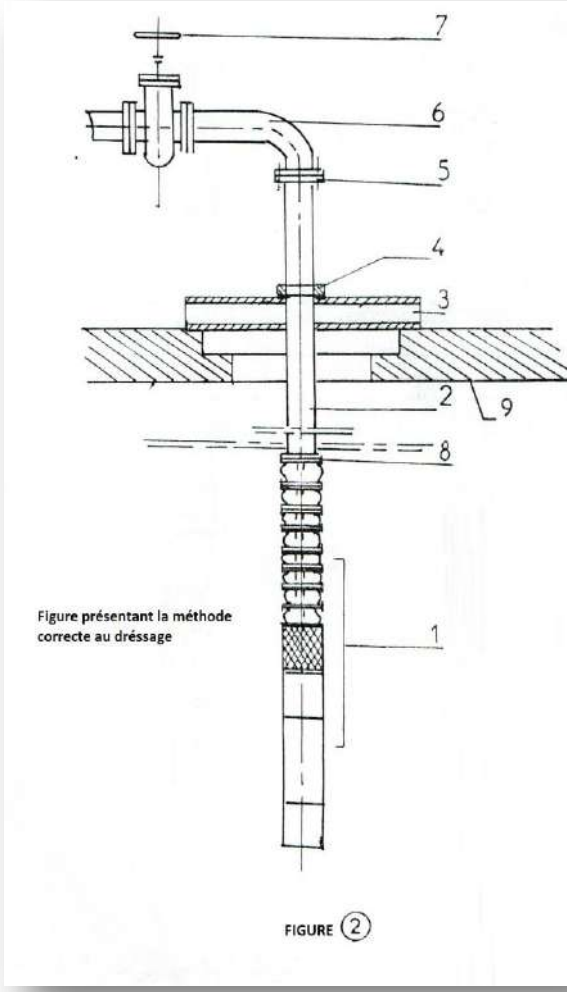


Figure présentant la méthode correcte au dréssage

FIGURE (2)

1. Pompe immergée
2. Tube montant
3. support de forme U
4. collier de suspension
5. Vis
6. Tube de pompage
7. Vanne de condamnation.
8. partie d’équilibrage.
9. Sol
10. Moteur
11. Fente d’aspiration
12. turbines

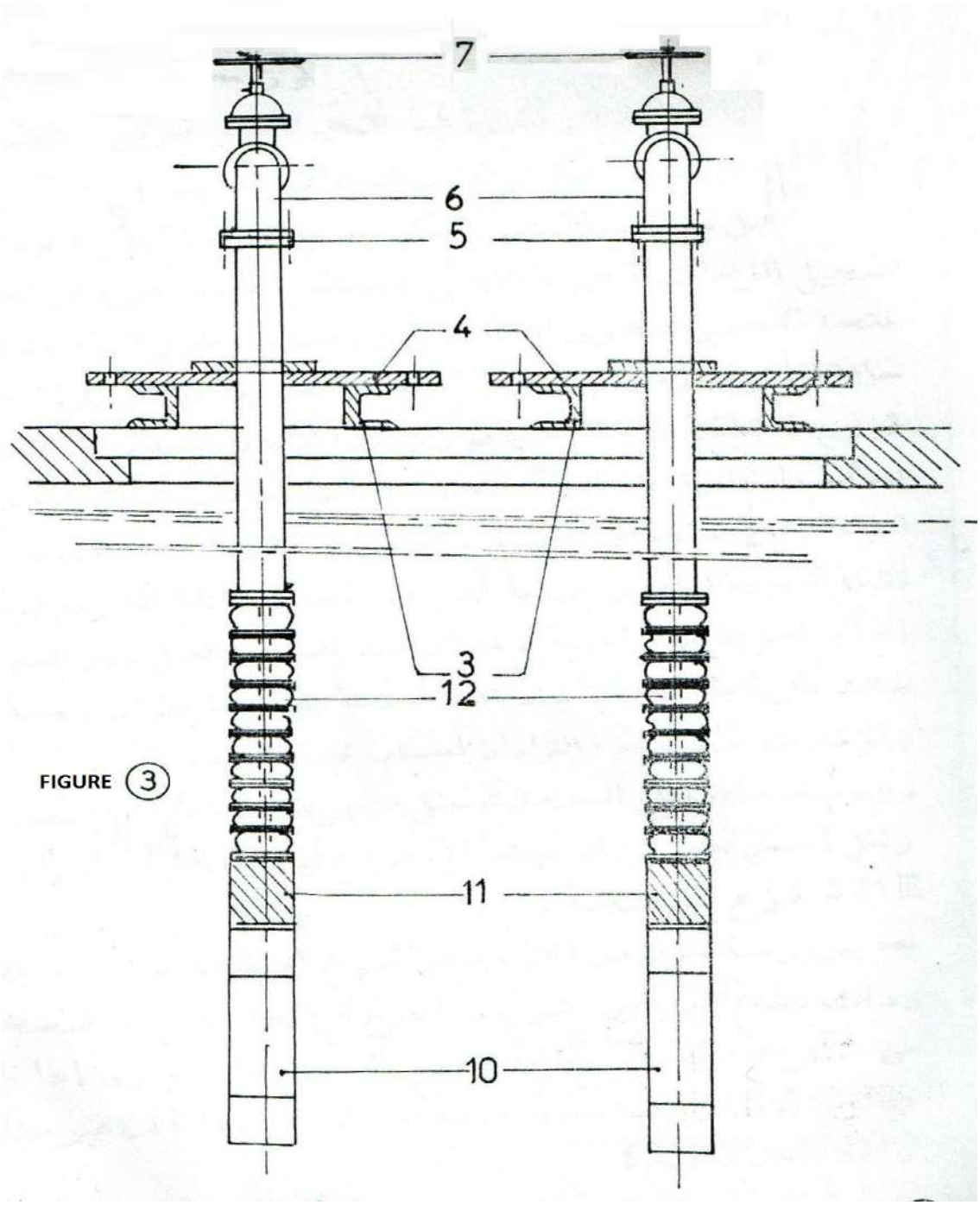


FIGURE (3)

III.1.3.2 Procédure de l'expérience :

Au début, on commence par les lectures des valeurs de pressions quand la vanne d'obturation est fermée, afin de déterminer la pression et la puissance lorsque le débit d'écoulement nul (obturation totale).

Pa la suite, on ouvre La vanne complètement pour avoir la valeur du débit maximal possible, les lectures relevées sont désormais divisées à un nombre d'essai suffisant de six expériences minimales, pour pouvoir dessiner les courbes avec une précision acceptable.

L’enregistrement des lectures de différents instruments de mesures, n’est effectuer qu’après une durée suffisante du changement de position de la vanne d’obturation ; pour des valeurs de mesures précis après avoir les conditions d’équilibre du système ; donnant par la suite des courbes de valeurs a l’état stabilisé après ce changement de position de cette vanne. Ces lectures relevées seront présentées dans des tableaux appropriés aux appareils utilisés. La valeur maximale qui représente la qualité maximale nécessite une précision optimale. La détermination de cette valeur avec précision concerne consécutivement le fabricant et le client. Pour cette raison, le relevé de cette valeur doit être effectué à plusieurs reprises dans des périodes suffisamment écartées. Une moyenne de ces valeurs sera calculer et prise comme la valeur de la qualité maximale.

La période de fonctionnement de la pompe au banc d’essai est estimée à deux heures à une vitesse et un poids spécifique.

Document 1 Model d’expérimentation pratique.

III.1.3.3 Enlèvement de la pompe :

Après deux heures et suite au essais et rodage de la pompes ; elle sera démonte du banc d’essai et transporter au magasin si cette pompe est accepté ; dans le cas contraire, cette dernière doit être transféré à l’atelier pour réparation et correction des anomalies.

III.1.3.4 Conclusion :

Le nombre des pompes en essai sont 4 dans chaque puits, il y a 2 puits pendant 8 heures (Durée du travail quotidien)

- La durée des essais et rodage de 4 pompes est 4 heures, donc le temps perdu est 4 heures « temps considéré pour le montage et démontage des pompes sur les bancs d’essai»
- Le danger résultant de cette opération aux ouvriers et aux équipements comme la rupture des supports.

- Le nombre des pompes soumis aux essais est contrôlé par la quantité de production car les pompes ne sont pas commercialisées qu’après le rodage, sachant que cette unité « POVAL » est la seul existante au niveau national dans ce domaine.
- Les ouvriers participants au processus du rodage sont cinq « Un grand nombre».

UNITE POMPE BERROUAGIA SERVICE BONTAGE POMPES – BANC D'ESSAI POMPES	RAPPORT D'ESSAI	COMMANDE INT. N° FABRICATION N° 7660054

MOTEUR TYPE			POMPES TYPE BGN18B07F							
P.U 28	K.I	I.A	U (V)	Tr/min	H	M/H	HM	Nbre DE ROUES	Forme DES ROUES	Φ ROUES

ISOLEMENT												
EAU AIR			A FROID		A CHAUD			BRANCHMENT				
VERS LA MASSE												
ENTRE PHASE												
BAR	H (H)	HNT (M)	Q M/h	P.U WATP	K W1	W2	PA WATT	U (V)	X 1.5	TOTAL	M1	PU
52	2	119.504	33		10	24		380	23	34.5		
0.86		112.772	36		10	25			24	36		
9.5		98.900	42		12	26			25	37.5		
8		83.600	48		12	27			26	39		
6.35		66.770	54		13	28			27	40.5		

DATE	15 05 2020
M ET P	
VISA	
RESPONSABLE	

III.1.4 : La solution suggérée :

Après apercevoir l'atelier des essais et rodages et connaitre la problématique, on propose la solution suivante :

- La conception d'un banc d'essai spécial dans le but d'éliminer les imperfections existante à la méthode classique, dans le but principal de positionner la pompe à sa position pour la raccorder au tube d'essai, qui est en même temps considéré comme support de cette pompe au lieu des précédents supports.
- L'Intervention de la main d'œuvre sera minimale et la libération de la grue pour d'autres missions.
- Diminution du temps perdu afin d'avoir plus de temps pour l'essai et rodage d'autres pompes.
- Utilisation de ce banc assure les mesures de sécurité.

III.2 Présentation du projet :

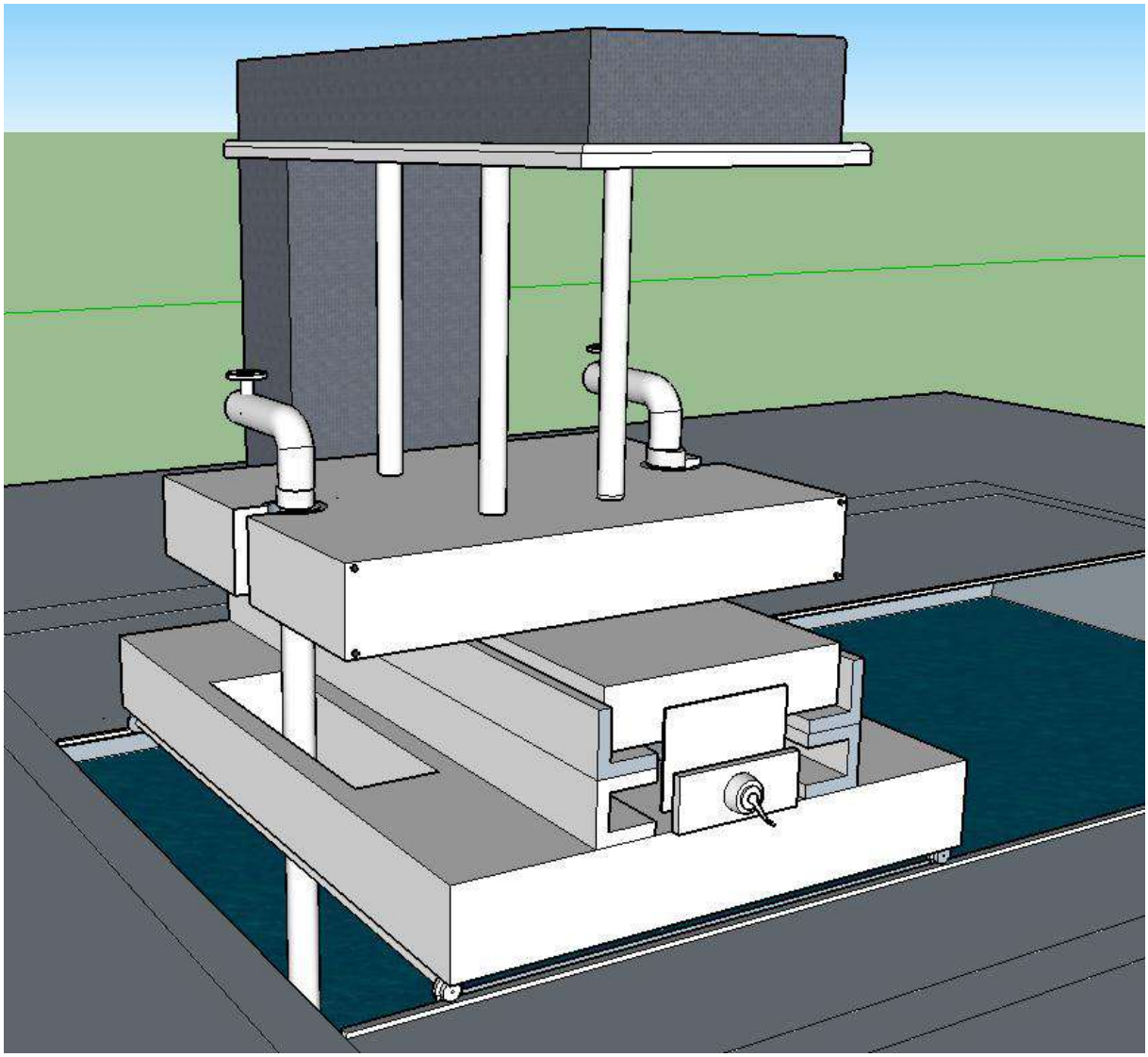
III.2.1 Création du banc d'essai :

L'étude théorique précédente du positionnement de la pompe ainsi que ses supports et fixations sur le tube d'essai, son effectué d'une manière de diminuer les problèmes cité précédemment. Par suite, on doit trouver un dispositif approprié, constitué de composantes qui permettre des mouvements et positions nécessaire pour positionner la pompe et la soutenir.

Les éléments nécessaires de cet appareil sont choisis à partir des mouvements essentiels du positionnement.

Ces mouvements sont :

- Mouvement longitudinal.
- Mouvement transversal.
- Mouvement vertical.



Basant sur ce point, on envisage un mécanisme qui comporte tous les données précédentes et permis tous les mouvements essentiels. (Figure 4)

III.2.2 Description de l'appareil

La figure 4 représente un dessin en perspective du banc d'essai.

Le banc d'essai assure trois mouvements essentiels nécessaires pour le positionnement de la pompe :

- La translation longitudinale se fait à partir des roues métalliques (6) Du chariot longitudinal (1) qui se roule sur des rails. Le mouvement de rotation de l'arbre est donné à partir d'un moteur (5) où le mouvement est transmis à partir d'une chaine métallique. (20)
- La translation horizontale se fait à partir du patin (10) qui dérive son mouvement à partir du système de vis écrou (18), (19) car le vis écrou est actionnée manuellement par le volant (7).

- La translation verticale se fait à partir de la table (3) qui assure le mouvement à partir des systèmes vis écrou, ce mouvement est livré par le moteur électrique. Le mouvement est fait à partir d'un réducteur de vitesse qui contient une vis sans fin et une roue dentée. (14) (15). Voir Figure (5".5'.5)

III.2.3 Mode d'emploi de l'appareil :

La pompe est soulever et déplacer vers le banc d'essai via une grue (Pont lève charge). Les deux pompes sont posées sur le chariot (3) dans leurs positions appropriées. Afin de positionner les pompes avec le tube d'essai, on donne les mouvements nécessaires au banc d'essai pour la fixées au tube d'essai. (Figure 6)

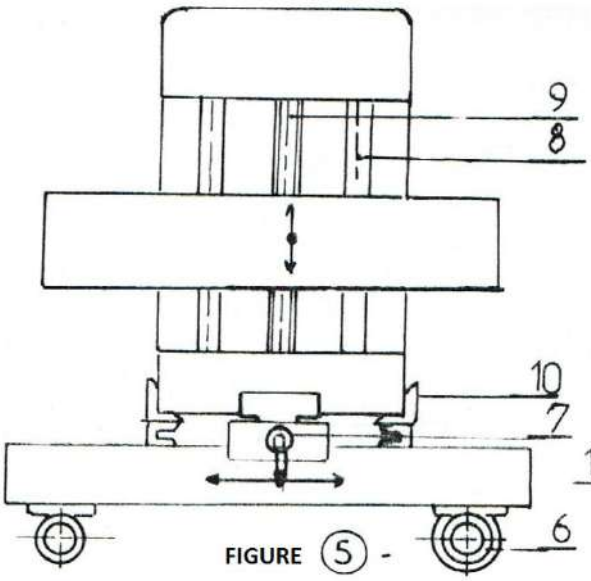


FIGURE (5) -

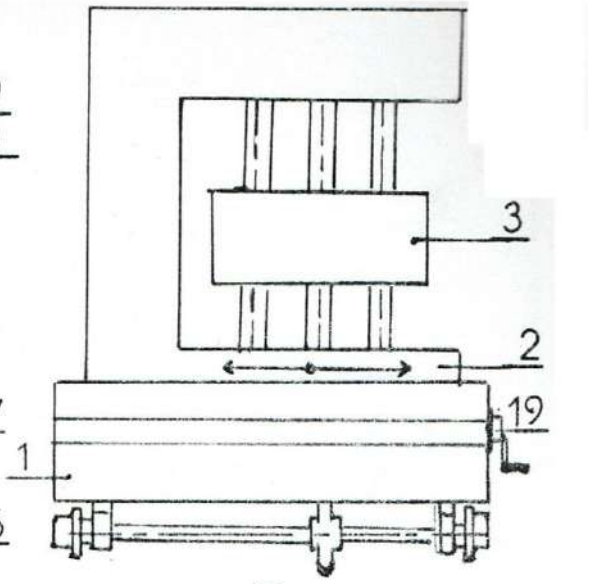


FIGURE (5')

1- Chariot longitudinal.
2- Table horizontale
3- Table verticale
4- Moteur électrique
5- Moteur électrique
6- Roue métallique.
7- Volant manuelle
8- Arbres de direction en Cas de glissement.
9- Arbre en spirale

10- Loquet en forme de « L ».

11- Roue dentée récepteur.

12- Palier.

13- Roue dentée de tête.

14- Roue dentée Dirigeante en forme spirale.

15- vis son fin

16- Lieur

17- Lieur

18- Ecrou.

19- Vis en spirale

20- Chaine métallique.

21- Arbre.

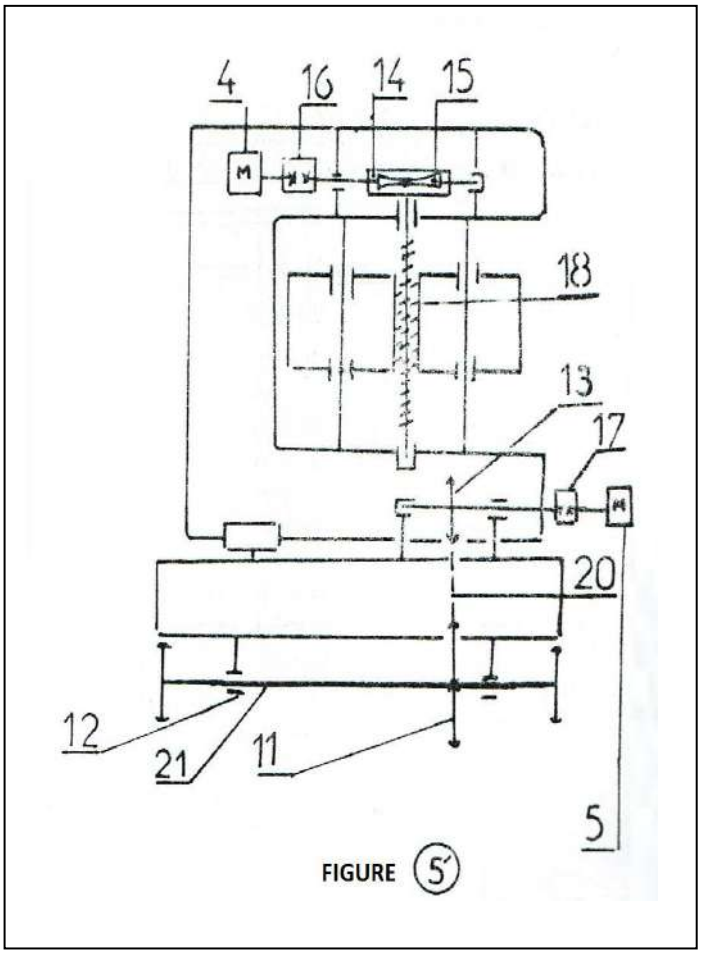


FIGURE 5

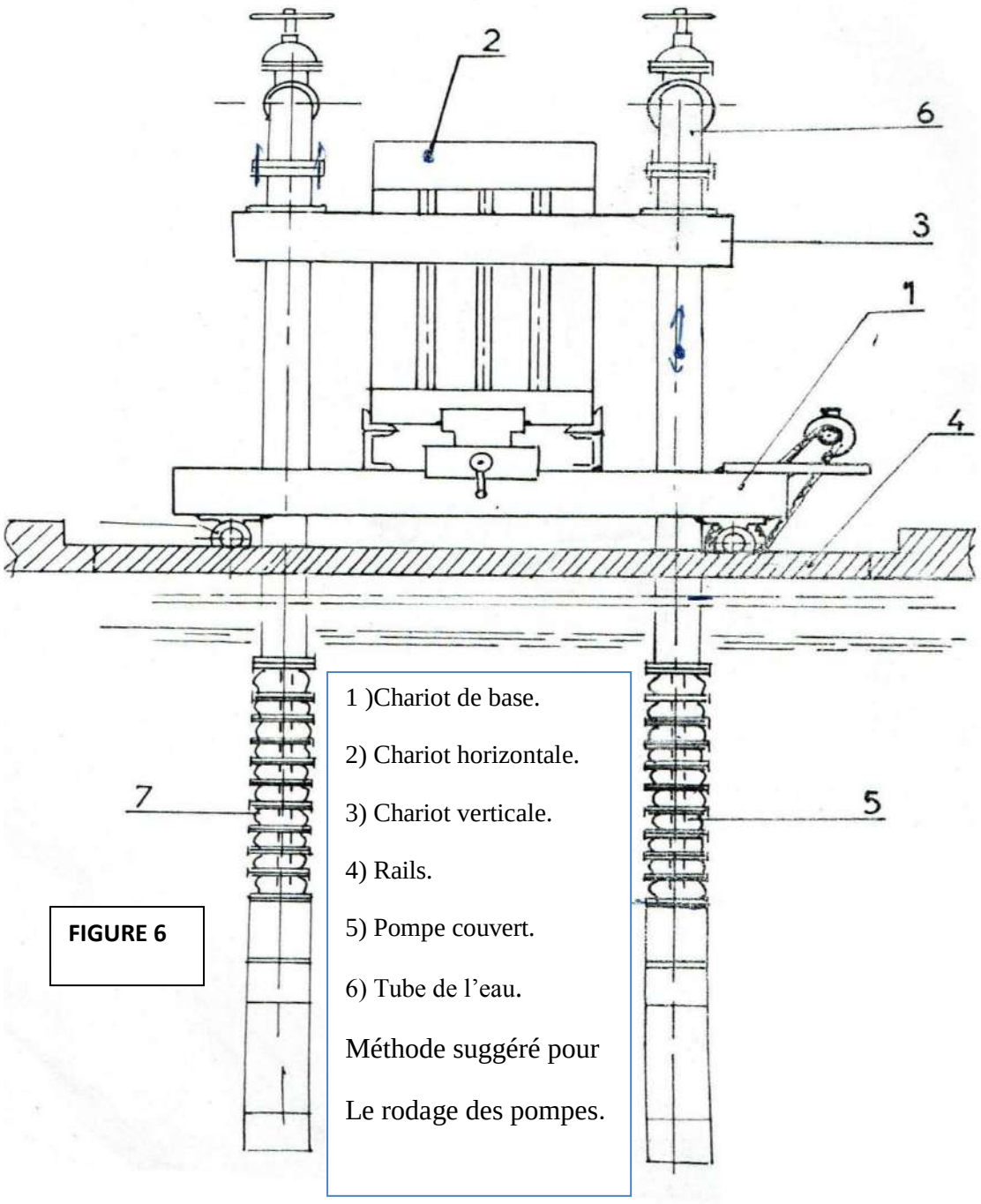


FIGURE 6

1)Chariot de base.

2) Chariot horizontale.

3) Chariot verticale.

4) Rails.

5) Pompe couvert.

6) Tube de l'eau.

Méthode suggéré pour

Le rodage des pompes.

Chapitre IV :

Chapitre IV : Etude et conception des différents éléments du banc d'essai

IV.1.1 Introduction

En foncions des matières premières de l'unité, les matériaux utilises ont été choisis en faisant le Dispositif qui est un matériel semi usine sous forme de poutres et de feuilles métalliques d'une certaine épaisseur et forme.

Nous avons choisi des plaques d'épaisseur de 20mm et 15mm, des feuilles minces de 2 mm

D'épaisseur l'utilisent pour protéger le ban d'essai de l'extérieur, quat au les poutres nous le

Choisissons dans le catalogue général des modèles situe dans l'unité U et L

Choisissons la forme des poutres U pour une bonne résistance et L pour l'utilisé comme

Coulissant pour les chariots de banc d'essai.

L'assemblage se fait principalement par soudage sauf le chariot (**2)**la plaque supérieure le

Montage par du vises pour faciliter de montage voire figure n 03

IV.2.1 Désignation les différents poids des éléments utilisés

IV.1.2.1 – détermination de la masse du chariot de base

La conception de cette chariot en utilise deux poutres modèles U dans la forme et ses

Dimensions, figure n 01et nous les assemble avec une plaque métallique, épaisseur 15mm

L'assemblage se fait par soudage

IV.1.2.1.1 -détermination la masse de la plaque

M **:** La masse Kg

ρ : densité volumétrique par rapport à l'acier ρ=7800 kg/m³

V : volume m³

De la figure 01, nous avons

M= ρ. V

V=146,25.10^{-4} m³

M=114,075kg

IV.1.2.1.2 - détermination la masse de la poutre modèle U

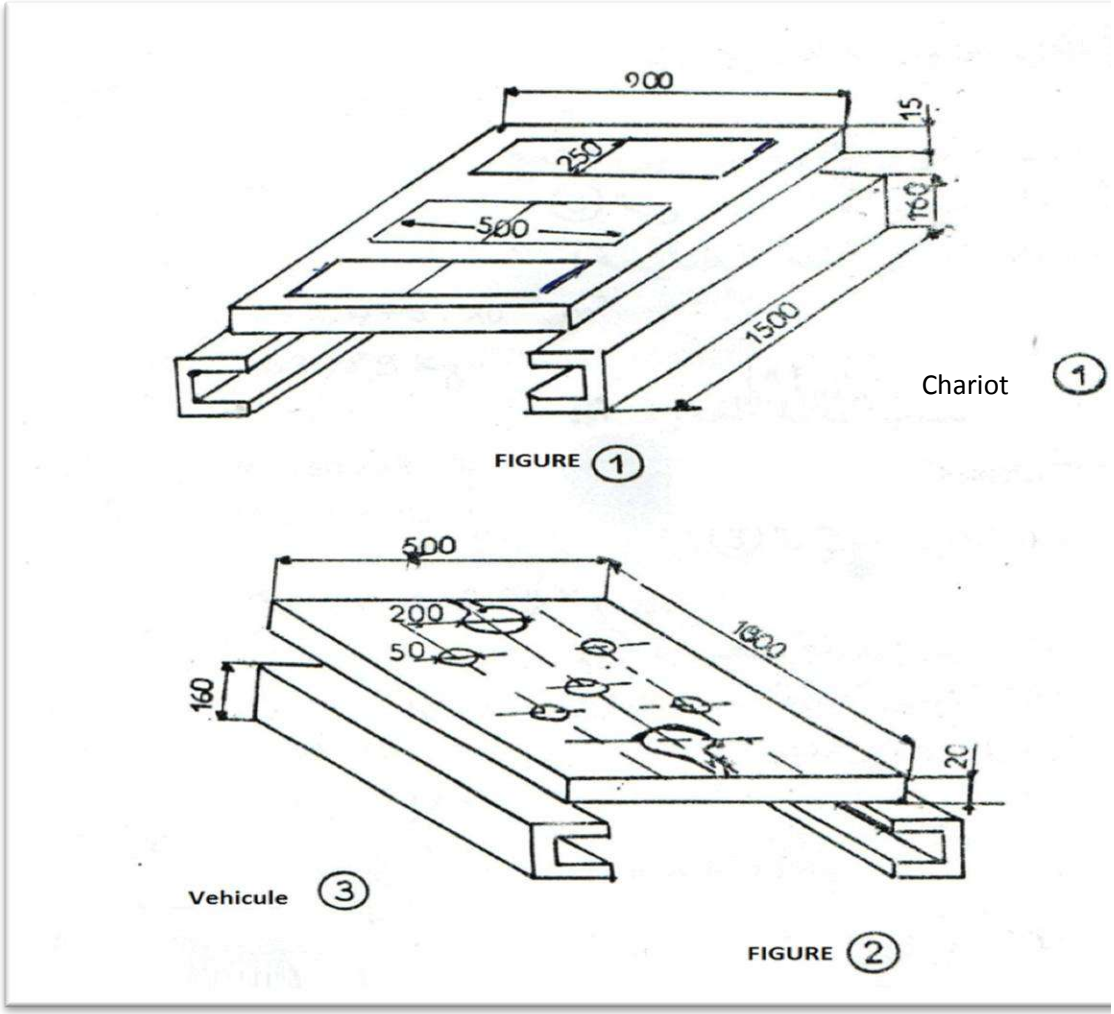
Du tableau de catalogue général des poutres

. Deux poutres U. 140.60.10 M= 16kg/m

1 m ⟶ 16kg M=24kg

1,5 m ⟶ M

sss



L'assemblage se fait par soudage entre les pièces

IV.1.2.2 - détermination la masse du chariot 03

IV.1.2.2 .1 - détermination la masse de la plaque

V= 870,475.10¯5m ^{3}

M=67,89 kg

IV.1.2.1.2 - détermination la masse de la poutre

Deux poutres U. 180.18.70

M=29 kg/m

1m → 29 kg M= 26,1 kg

0,9m →M

La somme de la masse du chariot 03 M $_{tat\ 03}$ =120,09 kg

M=120,09 kg

IV.1.2.3 - détermination la masse du chariot 02

IV.1.2.3.1 - détermination la masse de la poutre verticale

Deux poutres verticales U. 220. 18

M=17,9 kg/m

1 m → M=17,9 kg M=11,59 kg

0,648m → M

IV.1.2.3.1 - Détermination la masse de la poutre horizontale

Deux poutres horizontales U 160. 65. 10,5

M=18,8 kg/m

1 m → M=18,8 kg M=11,656 kg

0,62m → M

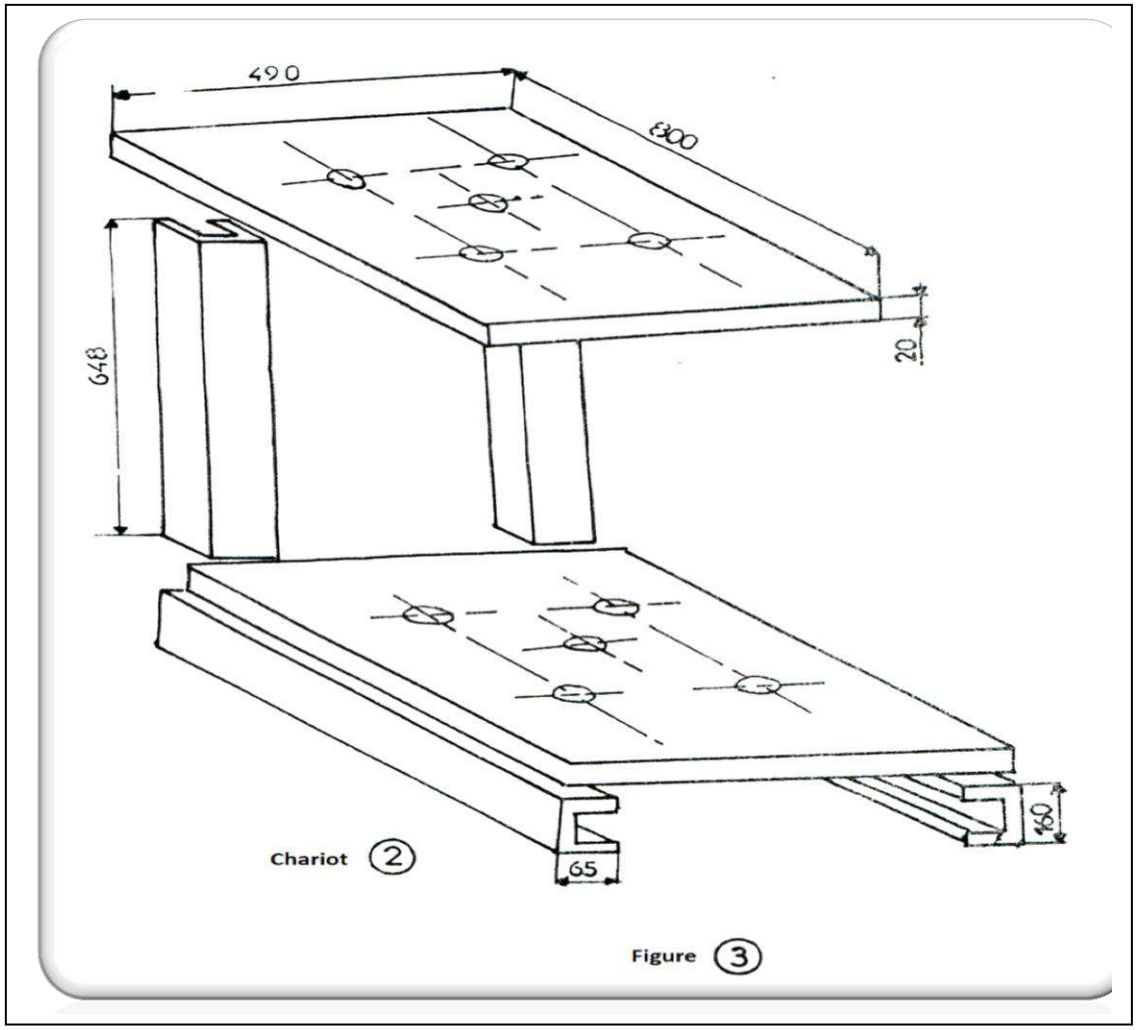


Figure ③

IV.1.2.3 .3 - détermination la masse de la plaque

Deux plaques $V=76.10^{-4}\ m^3$

M=59,595 kg

La masse totale du chariot 02 $M_{tot}=179,44$ kg

IV.1.2.4 - Détermination la masse des éléments secondaires de banc d'essai

IV.1.2.4.1 - Détermination la masse des poutres coulissons

d= 40 mm

L=700 mm

$V = \frac{\pi.d^2.L}{4} = 879.10^{-6}\ m^3$

M=6, 85 kg

IV.1.2.4.2- détermination la masse de vis

d= 30 mm

L =780 mm

M= 4,49 mm

IV.1.2.4.3 - détermination la masse des poutres coulissantes

Deux poutres coulissantes

2 L =100.100 mm

M= 17,9 mm

1 m → M=17,9 kg M=16,11 kg

0,9 m →M

IV.1.2.4.4 - détermination la masse des poutres attribution

Poutres de palier

U 50. 100. 85

M= 10,6 mm

1 m → M= 10,6 mm M=9,54 kg

0,9 m →M

IV.1.2.4.5- détermination la masse des poutres attribution

U 65. 160. 10,5 M= 18,8 Kg/m

1 m → M= 18, 8 kg M=16, 92 kg

0,9 m →M

- la masse totale du banc d'essai en repos M =548 kg

- la masse totale de banc d'essai en travail

- la masse totale des deux pompes M =1226 kg

M_{tot}=1774 kg prendre M= 1800 kg masse de sécurité

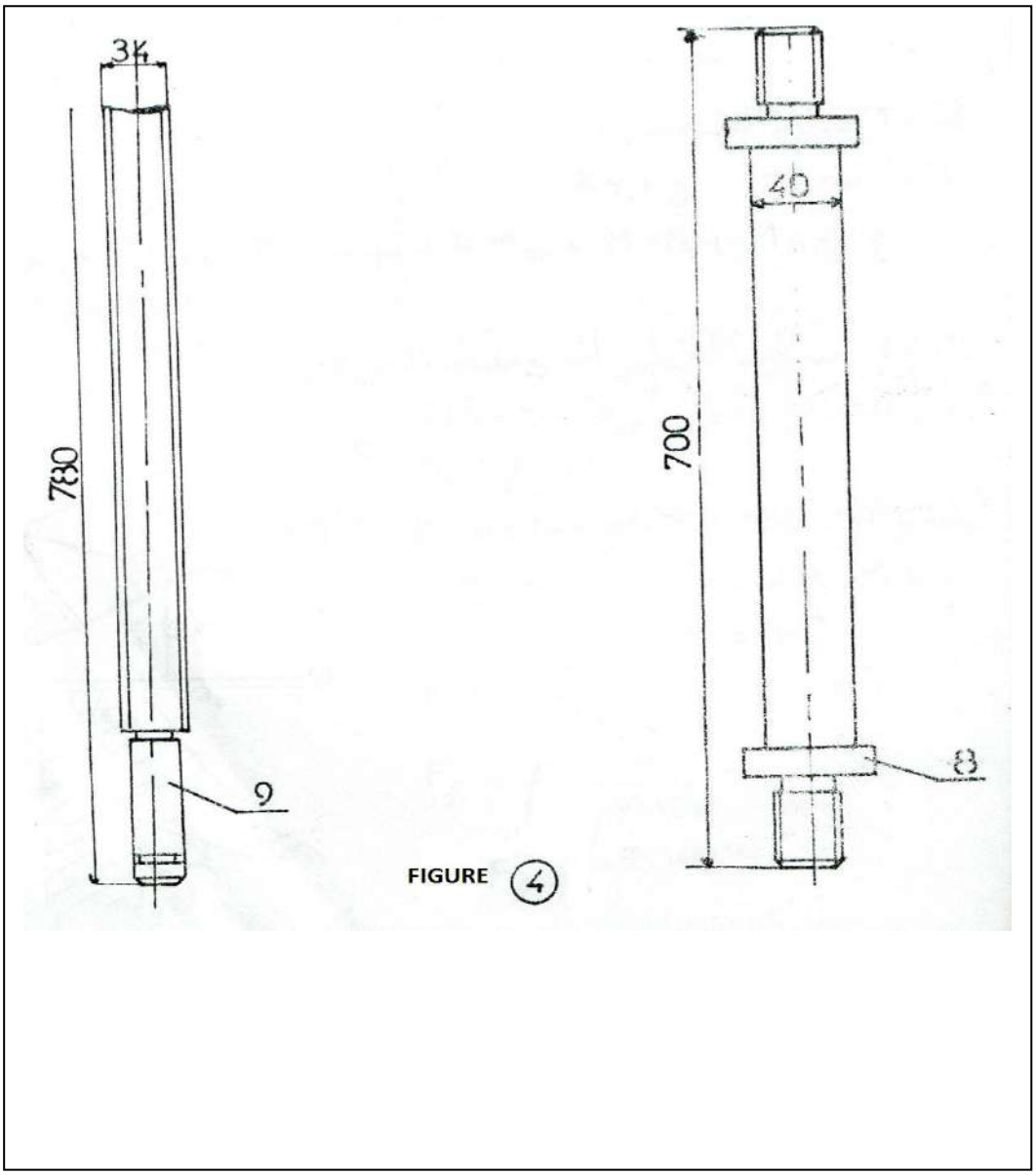


FIGURE 4

IV.2. - détermination et calcul de la vis écrou (19)

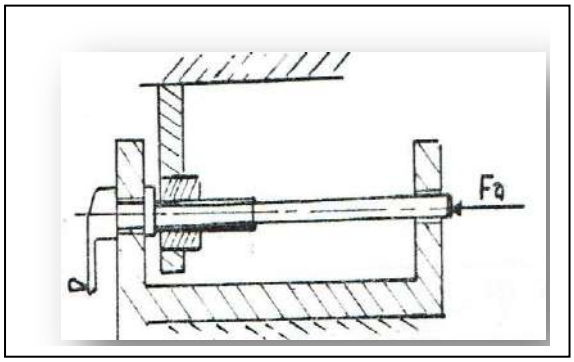
Le système à **vis et écrou** permet de transformer un mouvement la **rotation** en un mouvement de **translation** en combinant les mouvements d'une vis et d'un écrou.

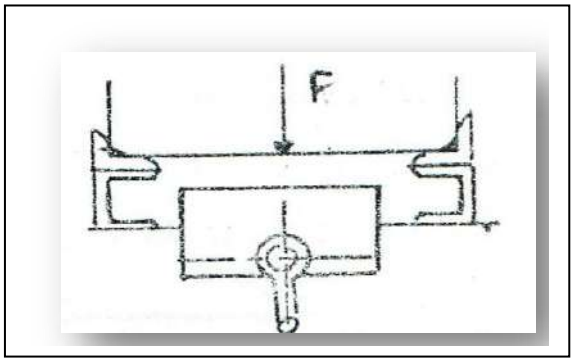
Il existe **deux types de systèmes à vis et écrou**. Dans certains systèmes, c'est la **vis** qui joue le rôle d'**organe moteur**. Dans ce cas, le mouvement de rotation de la vis se transforme en mouvement de translation pour l'écrou.

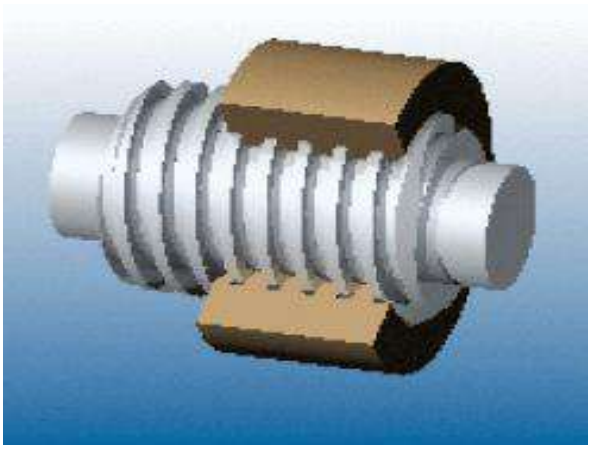
Le vise19 transforme le mouvement de rotation en mouvement transversal

Système vis et écrou voir figure 5 donnez- lui mouvement de rotation manuellement

Le vis 19 à son tour, tirez le chariot 2 avec un écrou







IV.2.1.lamasse correspond

La masse du moteur M= 24kg

$F=(M_{tot_2}+ M_{tot3}+ 2M\ pompe+4M_{ar}+M_{vis}+M_{moteur})g$

IV.2.2- calcule diamètre moyenne de vis

Sur la figure, nous identifions les forces de frottements

$F_f= f.Nf$ coefficient de frottement f= arc tong f

f= 0,2pouracier α=30

N=F/COS α/2

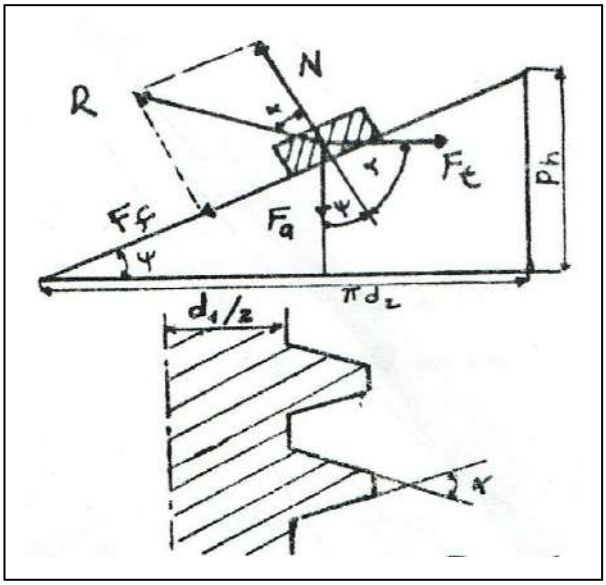
$F_f= f. F/COS\ \alpha/2$

$F_f= 3227, 18Nd$

Calculé on prend$F_f= Fa$

$d_2 \geq \sqrt{\frac{Fa}{\pi.\gamma H.\gamma hPm}}$

Choisir la matière de la vis XC48



Pm	vis écrou
Du 11 au 13 Du 08 au 10 Du 04 au 06 Du 10 au 13	Acier traité avec bronze Acier non traité avec bronze Acier non traité avec fonte Acier avec fonte antifriction

$d_2 \geq$ 13,99 mm

Pm= 5

On prend d_2=18 mm

iv.2.3 – calcul la hauteur du dan h

$h=0, 1. d_2$

h=1, 8 mm on prend h = 2 mm

IV.2.4- calcul du diamètre extérieur

d= d_2+h

d= 20 mm

IV.2.5- calcul de diamètre intérieur

d_1= d_2-h

d_1= 16 mm

Le pat P= 2h

p= 4 mm

IV.2.6- calcul la condition de filetage

Angle d'inclinaison$\boldsymbol{\varphi}$

φ=arc Tang $(\frac{P}{\pi d2})$

φ =4,04°

Détermination d'angle de frottement par coefficient de frottement

Acier traite avec bronze $f = 0{,}1$

$$\rho = arctang(f = 5{,}71)°$$

Condition $\varphi<\rho$

Calcul la contrainte autorisée :

Matériel de vis$xc45Re = 345$

$$[\sigma]tr = [\sigma]ccr = \frac{\sigma ee}{s} = 115\ MPa$$

Matériel d'écrou

Contrainte de traction $[\sigma]tr$ = 40Mpa

Contrainte de cisaillement $[\sigma]tcis$ =22Mpa

Contrainte de déformation $[\sigma]tecr$ =40Mpa

Matériel				$[\sigma]cs$			$[\sigma]ecr$		
Bronze	35	-	45	25	-	20	35	-	45
Fonte	25	-	20	30	-	20	35	-	45

Calcul du couple de frottement du dans le filetage

$$Mfr = \frac{d2}{2} fatang(\varphi + \rho)$$

Mfr =5 N.m

Calcul couple de frottement dans la zone active de la vise

$$Mfa \simeq \frac{1}{3} fFad_2$$

Mfa ≃1,94 N.m

Calcul du couple de rotation

$$Mtr = Mfr + Mfa$$

Mtr =6,94 Nm

$$Ft = Fatang(\varphi + \rho)$$

$Ft = 554{,}53\ N$

$$Mt = Ft\frac{d_2}{2}$$

Mt = 5 N

$Mt < Mtr$ Donc, la condition est remplie

Calcul réel de la résistance de la vis

σeq contrainte équivalons

$\sigma eq = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$

$\sigma = 4\ Fa/\pi d^2$ $\tau = Mfr/0{,}2d^3$

$$\sigma = 16{,}05\ MPa \tau = 84{,}72\ MPa$$

$$\sigma eq = 16{,}05 MPa$$

Calcul des caractéristiques d'écrou

La hauteur He

He = $\gamma \cdot d_2$ →2,1. 18

He= 37,8 mm

Calcul du diamètre extérieur d'écrou

$$D = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi(\sigma)tr} + d^2}$$

D=20,65 mm On prend D= 21 mm

Rendement réel de la vis écrou :

$$\wr = \frac{\text{tong}\varphi}{\text{tong}\,(\rho+\varphi)} = \frac{\text{tong}\,(4{,}04)}{\text{tong}\,(4{,}04+5{,}71)} = 0{,}411$$

$$\wr = 41{,}1\%$$

Calcule diamètre

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi(\sigma)ecr} + d^2}$$

D_1= 23,31 mm

.Détermination et calcul caractéristique de la vis écrou orientation verticale

Calcul spéciale pour le chariot portant les deux pompes

Trouver la force axiale Fa

Fa= (M_{tab3}+2M_{pompe} +Mc) g

Mc : la masse d'eau + tube supplémentaire + masse de sécurité

Mc ≃ 154 Kg

Fa= (120+1226+154) 9,81.

Fa=14715 N.

.Calcule diamètre moyenne de vis

La matière de vis

$d_2 \geq \sqrt{\frac{Fa}{\pi\gamma h \times \gamma H(pm)}}$

$d_2 \geq \sqrt{\frac{14715}{3{,}14\ .1{,}5\ .0.5\ .8}}$

$d_2 \geq 27{,}94$ mm

on prend $d_2 = 30$ mm

Calcul caractéristiques principale de filetage

la hauteur de dan

$h = 0{,}1\ d_2$

h= 3 mm

Prendre h= 4 mm

Diamètre extérieure nominale

$d = d_2 + h$ d= 30+4

d= 34 mm

Diamètre intérieure

$d_1 = d_2 - h$

d_1 = 26 mm

-pas de filetage

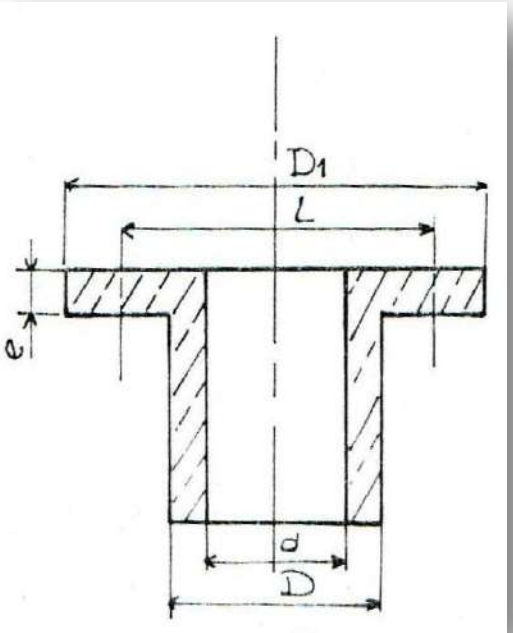
p=2 h= 8 mm

Course de vis

$p_n = z\ .p$= 8 mm

Angle d'inclinaison de la vis

Ψ=arc tong $\frac{p}{\pi d2}$ =4,85



IV.3.1- Remplissez les conditions

Figure 06

Détermination angle de frottement par le coefficient de frottement

Acier + Bronze $f = 0{,}1$

$\varphi = \text{arc tong } f = 5{,}71°$

$\Psi < \varphi$

La condition est remplie

Calcule des contraintes admissibles

Matière de vis XC46 Re =345 Mpa

Coefficient de sécurité S=3

$$[\sigma]tr = [\sigma]com = \frac{\sigma ee}{S} = \frac{345}{5}$$

$[\sigma]tr$ =115Mpa

Matière d'écrou dans le tableau

Contrainte de traction $[\sigma]tr$ = 40Mpa

Contrainte de cisaillement $[\sigma]cis$ = 22Mpa

Contrainte de déformation $[\sigma]ecr$ = 40Mpa

-calcul momentané de frottement dans le filetage

$Mfr = \frac{d2}{2} Fatang(\Psi+\varphi)$

$Mfr = \frac{30}{2}\ 14715\ tang(4{,}85° + 5{,}71°)$

Mfr= 41,15 N.m

-calcul moment de frottement dans la surface active

$$Mfa = \frac{1}{3} fFad2$$

$$Mfa = 14{,}715Nm$$

-calcul moment de rotation

$$Mtr = Mfr + Mfa$$

$Mtr = 55{,}86$ Nm

$Ft = Fatang(\Psi+\varphi)$

$$Ft = 2743{,}2\ N$$

$$Mt = Ftd_2/2$$

Mt =41,15

$$Mt < Mtr$$

Donc l'arbre garanti par torsion

-calcul de la résistance réelle de vis

$$\sigma eq = \sqrt{\sigma 2 + 4\tau^2}$$

Contrainte de rupture

$$\sigma = \frac{4\mathrm{Fa}}{\pi \mathrm{d_1}^2}$$

$\sigma = \frac{4.14715}{314.(26)^2}$ =27,72 Mpa

Contrainte de cisaimemt Tapez une équation ici.

$\tau = \frac{\mathrm{Mfr}}{0{,}2\ .\mathrm{d_1}^3} = \frac{41{,}15}{0{,}2\ .(\ 26)^3}$

τ =11,7. 10^{-3}

$$\sigma eq = \sqrt{(27{,}72)^2 + (11{,}7\ .10^{-3})^2}$$

$\sigma eq = 27{,}72$ Mpa

Donc la vis et résiste le cisaillement $\sigma eq < [\sigma]com$

IV.3.2- - détermination et calcul caractéristique d'écrou

La hauteur d'écrou $He = \gamma \mathrm{d}2 = 1{,}5 \times 30$

He=45mm

Calcul du diamètre extérieur d'écrou

$$D = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi[\tau]tr} + D^2}$$

$$D = 40{,}3mm$$

On prend $D = 42\ mm$

Calcul diamètre de référence

$$D1 = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi[\tau]ecr} + D^2} = \sqrt{\frac{4\ .14715}{3{,}14\ .40} + (\ 42)^2}$$

$$D1 = 47{,}25\ mm$$

On prend $D1 = 55\ mm$

Calcul de l'épaisseur e :

$$e = \sqrt{\frac{4Fa}{\pi[\tau]cis} =}$$

$e = \frac{14715}{3{,}14.42.22}$ =5,5 on prend $\boldsymbol{e = 6mm}$

IV 3.2- calcul le rondement réelle de system vis écrou

$$\boldsymbol{f = \frac{tang\varphi}{tang(\varphi + \Psi)}} = \mathbf{0{,}455}$$

$$\boldsymbol{f = 45{,}5\ \%}$$

Chapitre V

V - calcul réducteur de vitesse

V.1- étude de réducteur avec vis et roue denter

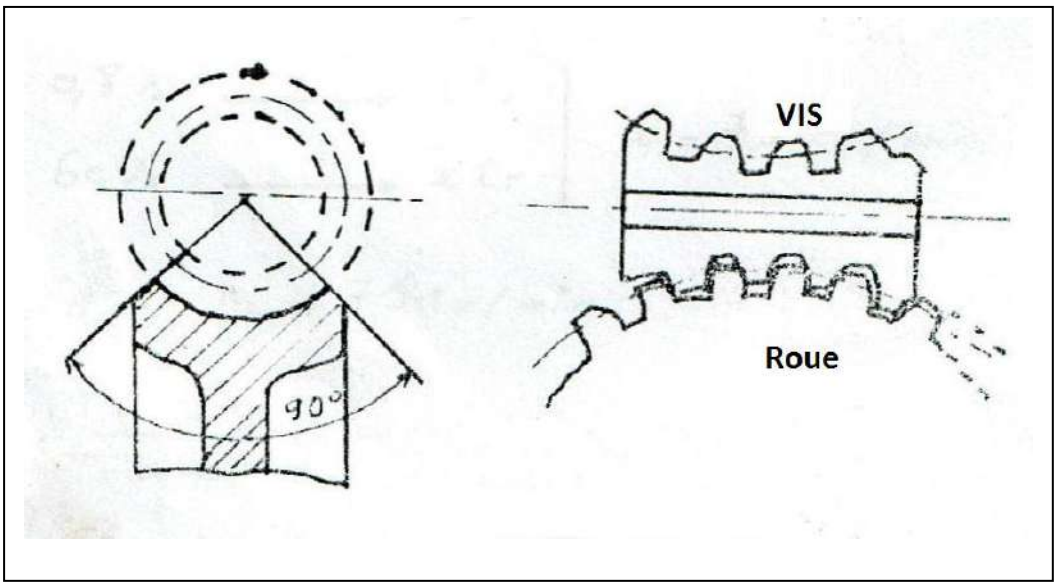
V.1.1- introduction

La transformation du mouvement est une fonction mécanique complexe qui consiste à transmettre un mouvement d'une pièce à une autre, tout en modifiant sa nature. Le type de mouvement change, soit d'un mouvement de rotation à un mouvement de translation ou inversement.

Le système à **engrenages à roue et vis infini** permet d'adapter la **vitesse** de rotation et/ou le **couple**, il permet également de **changer l'axe de rotation** le tout avec un minimum d'encombrement.

Le rapport de réduction peut être très important avec un faible encombrement.





Avantage :

Transmission de puissances élevées

- Peu de vibrations, silencieux
- Durée de vie importante
- Fiable
- Rapport de réduction important avec un encombrement réduit

Inconvénients :

- Nécessite un assemblage précis
- Rendement plus faible que des engrenages classiques
- Nécessite une lubrification
- **caractéristiques techniques**

La vis est généralement solidaire de l'axe qui la palier (liaison complète), la cannelure étant

Parfois réalisée sur l'arbre même. Mais on trouve des exemples d'utilisation où la vis a un degré

De liberté en translation sur son axe (arbre cannelé, à méplat, etc.) ainsi que des exemples de

Liaison temporaire (la vis est « débrayable »).

System vis et pignon

Associée avec un pignon, dans le cas d'un ensemble appelé *roue et vis sans fin*, la vis sans fin

Permet de changer l'axe d'une rotation : alors que la vis tourne autour de son axe, le pignon

Tourne autour d'un axe différent, en général perpendiculaire au premier.

L'engrenage formé est généralement irréversible quand l'angle de l'hélice est inférieur à 5 degrés

(La vis peut entraîner le pignon, mais pas le contraire).

Contrairement à la majorité des autres systèmes d'engrenage où l'entraînement s'obtient

Par roulement d'un profil de dent sur l'autre, ici, l'entraînement est obtenu par *glissement*, ce

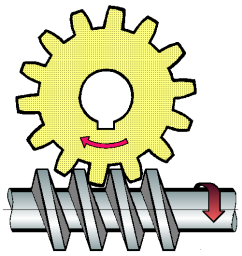
Qui rend le système plus silencieux par rapport aux engrenages classiques, mais qui se traduit

Par des caractéristiques de rendement et d'usure particulières :

- rendement de 0,50 à 0,96 pour roue et vis sans fin réversible bien graissé,
- rendement de 0,95[1] pour roue et vis sans fin (entraxe 180 mm ; rapport de 6,4; vitesse de
- la vis de 1 500 tr/min).
- rendement de 0,30 à 0,40 pour roue et vis sans fin irréversible gras.

Ce rendement est fonction de plusieurs facteurs comme le type de lubrification, l'angle

D'inclinaison de l'hélice, la matière des éléments roue et vis, etc. Toutes choses égales par Ailleurs, pour une même paire vis-roue, ce rendement dépend également de la vitesse de Rotation : il est plus faible lorsque la vitesse est nulle (transmission d'un couple pur sans vitesse au démarrage d'un système), et va augmenter ensuite avec la vitesse.



Si la charge est importante, nous utilisons une roue gravée avec une couture linéaire de la roue Et une vis sans fin .afin de transférer une charge plus importante, nous augmentons le nombre De dents avec la couture ou en utilisant une vis qui est gravée vers intérieur et est pour de Petite vitesses.

Cela est dua la friction importante

pour transférer et déplacé le mouvement du moteur n 04 vers labre fileté n09, qui a son tour Convertit le mouvement de rotation en un mouvement de translation vertical, nous utilisons une vis sans pour réduire la vitesse et un système de vis a écrou pour le déplacer, car la Charge du chariot nà3 est considérée nous utilisons une vis sans fin et une roue gravée

V.1.2-choix de moteur électrique

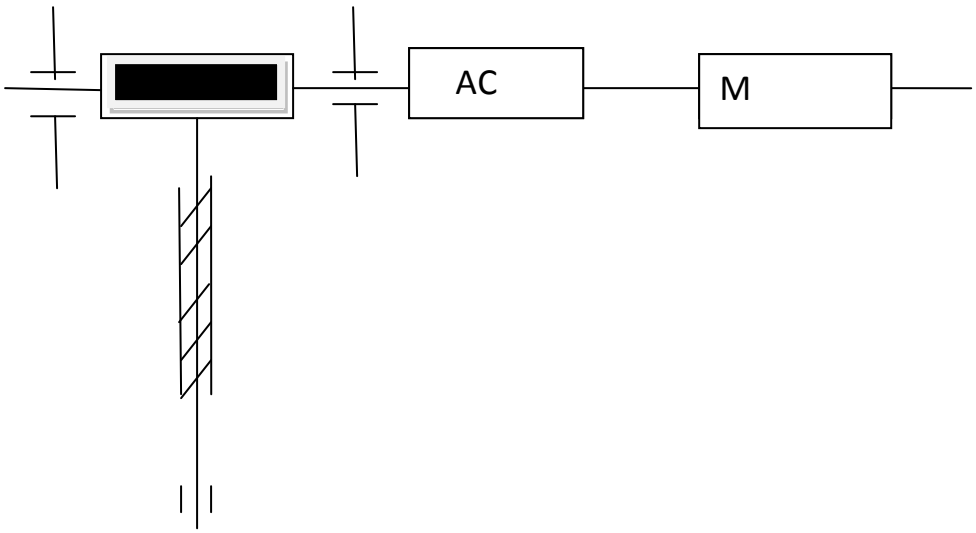


FIG: 02

Calcule de paissance

$$P = C \times W$$

$$C = Mtr = 55{,}86\ Nm$$

Mtr :

$$w = \frac{2\pi n_2}{60}$$

10mm ⟶ 1s

p=8mm ⟶ 1tr | x= 0,8 s

8mm ⟶ x s

0,8 mm ⟶ 1tr

60 s ⟶ x tr | x= 75 tr/min

n_2 =75 tr/min

w=$\frac{2\ .\ 3{,}14\ .\ 75}{60} = 7{,}85 rd/s$

$$P = 55{,}86 \times 7{,}85 = 438{,}5\ w$$

-Puissance de moteur Pm pour l'arbre 01

$$f\text{tot} = \frac{P}{PM}$$

$f\text{tot} = f$ ac. $f$eng. $f$roul. f visen fin ;

Dans le tableau

Rendement de l'accouplement$f$ac = 0,99

Rendement de engrainage vis poule $f$eng =0,98

Rendement de roulement $f$roul =0,995

Rendement de vis infini $f$vis infini = 0,82

$f$tot = 0, 99. 0, 98. 0,995. 0, 82

$f$tot =0,791

Pm =$\frac{P}{f\text{tot}} = \frac{438,5}{0,791}$

Pm =554,36 W

On prend un moteur de Pm =2,2 KW

V.1.3-Calcul des engrenages vis sans fin

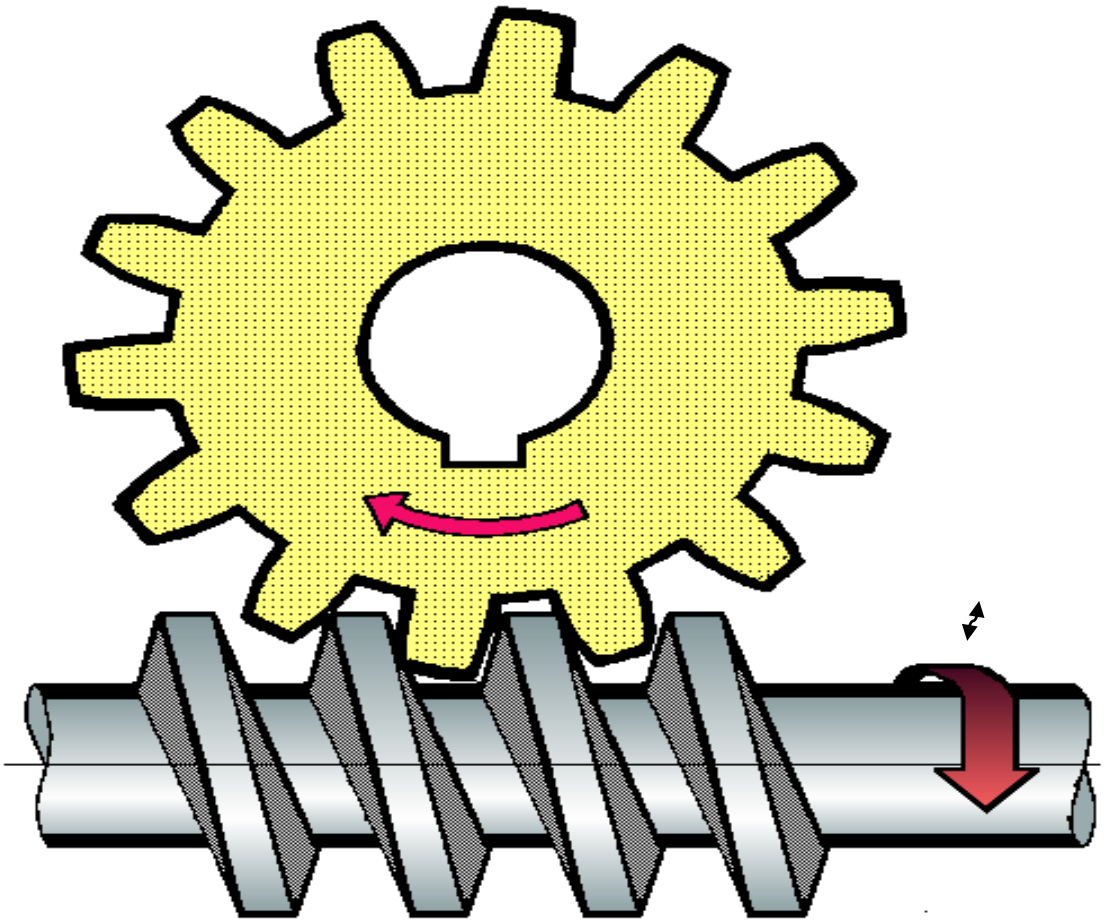
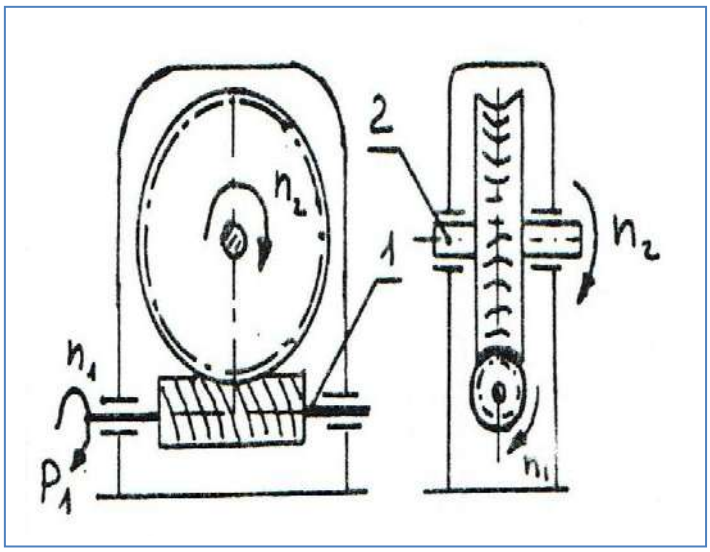


Figure 03



n_1=1500 tr/m

p_1=2,2 kw

ln_1=2.10^3 n

ln_1 : durée d'utilisation en heure

Vitesse de rotation de l'arbre 02
n_2=75 tr/m

Calcul cinématique

Moment de rotation a l'arbre 1

$Mt_1 = \frac{P_1}{w_1}$

$w_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \ .1500}{30}$

W_1=157 s^{-1}

Mt_1= 14,01 Nm

Moment de rotation a l'arbre 2

$w_2 = \frac{\pi n_2}{30}$

W_2=7,85 s^{-1}

Rapport de transmission $\wr_{evsf}$

u= $\frac{n1}{n2}$ = 20

u	8 au 14	14 au 30	> 30
Z_1	4	2	1

En tableaux choisie le nombre de filtrage Z1=2

Z_2 = u.Z_1

Z_2=40 dent

Mt_2= Mt_1.u $\wr_{evsf}$. $\wr_{roul}$

$\wr_{evsf}$ le rondement totale pour la roue de vis en enfin

Z_1=2 ⟶ $\wr_{evsf}$ =075 à 0,82

On prend $\wr_{evsf}$ = 0,82

On prend $\wr_{roul}$=0,99

Mt_2= 221,76 Nm

Choisissez le matériau de la roue a vis : avant de choisir, il nécessaire de connaitre la vitesse

De glissement entre les dents d'engrainage

Vgl= vitesse de glissement $vgl = \frac{(1{,}5\times Z_1+1)w_1}{10^3}\sqrt[3]{Mt_2}$ - - [18]

vgl =3,8 m/s

Par des expériences appliquées aux matériaux utilisés dans les verrouillages

Par rapport a la roue ⟶ $vgl \leq$ 25m/s on prend bronze avec lutin

Par rapport a la vis sans fin XC55 (HRC 48)

Pour la force ou la vis sans fin et du tableau nous prenons

Contrainte admissible au contact $[\sigma]_H$ =$[\sigma H]_0$KHL

Contrainte admissible en flexion $[\sigma]_F$ = $[\sigma F]_0$ .KFC

} [18]

$[\sigma H]_0$ $[\sigma F]_0$les contraintes de base autorisées pour le contact et la fixation sont tirées du type du tableau en fonction du type de matériau choisi acer et bronze

KHL = $\sqrt[8]{10^7 \div Nh}$

KFC = $\sqrt[9]{10^6 \div Nf}$ [18]

Dans le cas du bronze et de l'acier, nous appliquons l'équation suivante

vgl =05 a 8 m/s: XC55

$[\sigma H]$=300- 25vgl

$[\sigma F]$ = $\frac{1}{3}$[σh] × KFCKFC= 0,8 coefficient de reflux

$[\sigma H]$ = 300- 25.3,8

$[\sigma H]$ = 205 Mpa

$[\sigma F]$ = $\frac{1}{3}[205] \times 0{,}8$

$[\sigma F]$=54,66 Mpa

Calculez l'espacement axial aω

aω ≥ $630\sqrt[3]{MT2 \div [\sigma]^2}_H$ ..... [18]

aω ≥ $630\sqrt[3]{221{,}76 \div [205]^2}$

aω ≥109,68mm

On prend aω =110 mm

Calcule l'échelle de couplage m

m = (1,5 a 1,7)$\frac{a\omega}{Z2}$

m=1,6$\frac{110}{40}$ = 4,4mm

m = 4,5 mm

Selon le tableau que nous prenons

m	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9

Calculez le coefficient diagonal de la vis Q

$Q = \frac{a2\omega}{m} - z_2$

Q =8,88

$Q_{min}=0,212.Z_2$ coefficient min

$Q_{min} = 8,48$

Donc. $Q \geq Q_{min}$

Nous choisissons dans le tableau Q

Q	8	10	12,5	14	16	18	20

Q=10

Calculer l'angle d'inclinaison du fil **λ**

$\lambda = arc\ tag\ \frac{Z_1}{Q} = arc\ tag\ (\frac{2}{10})$

λ= 11,31°

Calcul de l'accouplement a vis sans fin

$\sigma H = 340\sqrt{\frac{Ft_2}{d_2.d_2}}.cd \leq [\sigma]H$

Diamètre primitif de vis

$d_1 = Q.\ m$

$d_1 = 10.4,5=45$ mm

$d_2 = Z_2.m$

$d_2 = 40\ .\ 4,5 = 180$ mm

cd: coefficient de charge dynamique

$$Ft_2 = \frac{2Mt'_2}{d_2}$$

$Mt'_2 = Mt_1.u$ réal. ʅ evsf (réal)Mt'_2: couple réelle sur l'arbre de roue

Mt_1=14 Nm

u real = 20

ʅ evsf (real) = 0, 95

ʅ evsf (real) =0, 95$\frac{\text{tong}\,\lambda}{\text{tag}(\lambda+\varphi')}$

$\varphi' = \text{arc tag (f')}$

$f' = \frac{f}{\cos\propto}$: Coefficient de contacte réelle ∝: angle de verrouillage

∝= 20°

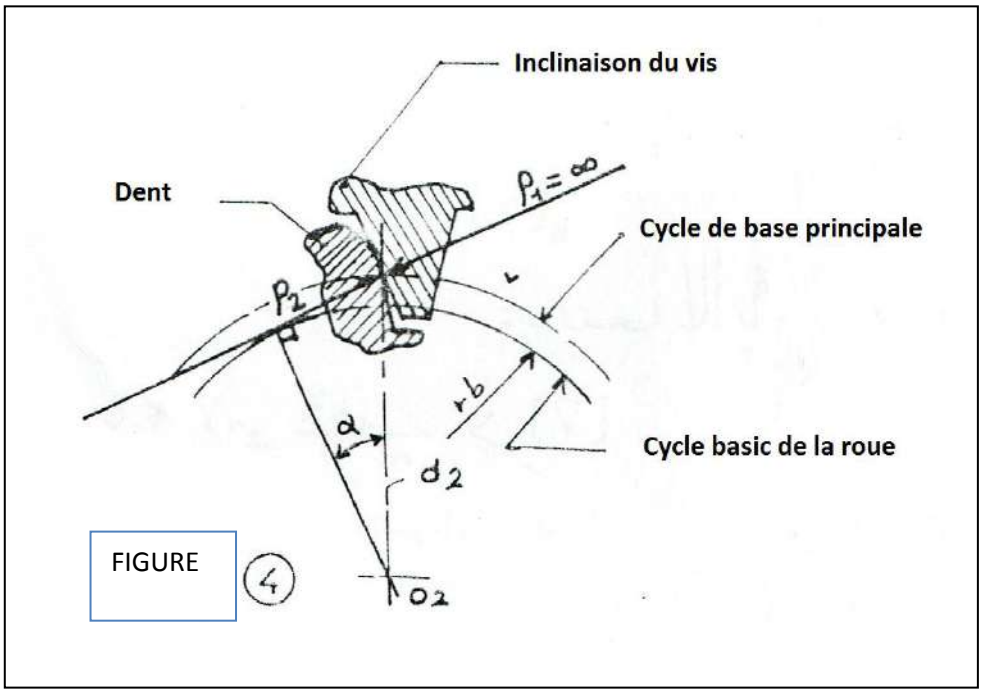


FIGURE 4

$f(moiy) = \frac{1}{20+3vgl(rel)}$;

$f(moiy)$: Coefficient de contacte moyen

$vgl \geq 2$ m/S

$vgl = {}^{V_1}/_{COS\lambda}$

$V_1 = \frac{\omega_1 . d_1}{2.10^3}$ $=V1 = \frac{153.45}{2.10^3}$ =3,53m/s

$vgl = \frac{353}{cos 11,31}$

vgl = 3,6 m/s

$f(moiy) = \frac{1}{20+3(3,6)}$ = 0,032

$f' = \frac{032}{\cos(20°)}$ =0,034

$\varphi' =$ arc tag 0,034 =1,95°

ɳ evsf (real) = 0,8

$Mt'_2 = Mt_1$.u real. ɳ evsf (real) = 221, 76 Nm

$Ft2 = \frac{2.221,76}{180.10^{-3}}$ = 2464 N

$\sigma H = 340 \sqrt{\frac{221,76}{45 .180}}$ x 1,15 = 60,32 Mpa

$\sigma H < [\sigma]H$

Atteindre la condition de flexion $[\sigma F]$

$[\sigma F] = 0,7\ Y_{F2} \frac{Ft2}{b2\ m} \leq [\sigma]F$

Ft : La force tangentielle pour la roue

$\mathbf{Y_F}$: coefficient de dent

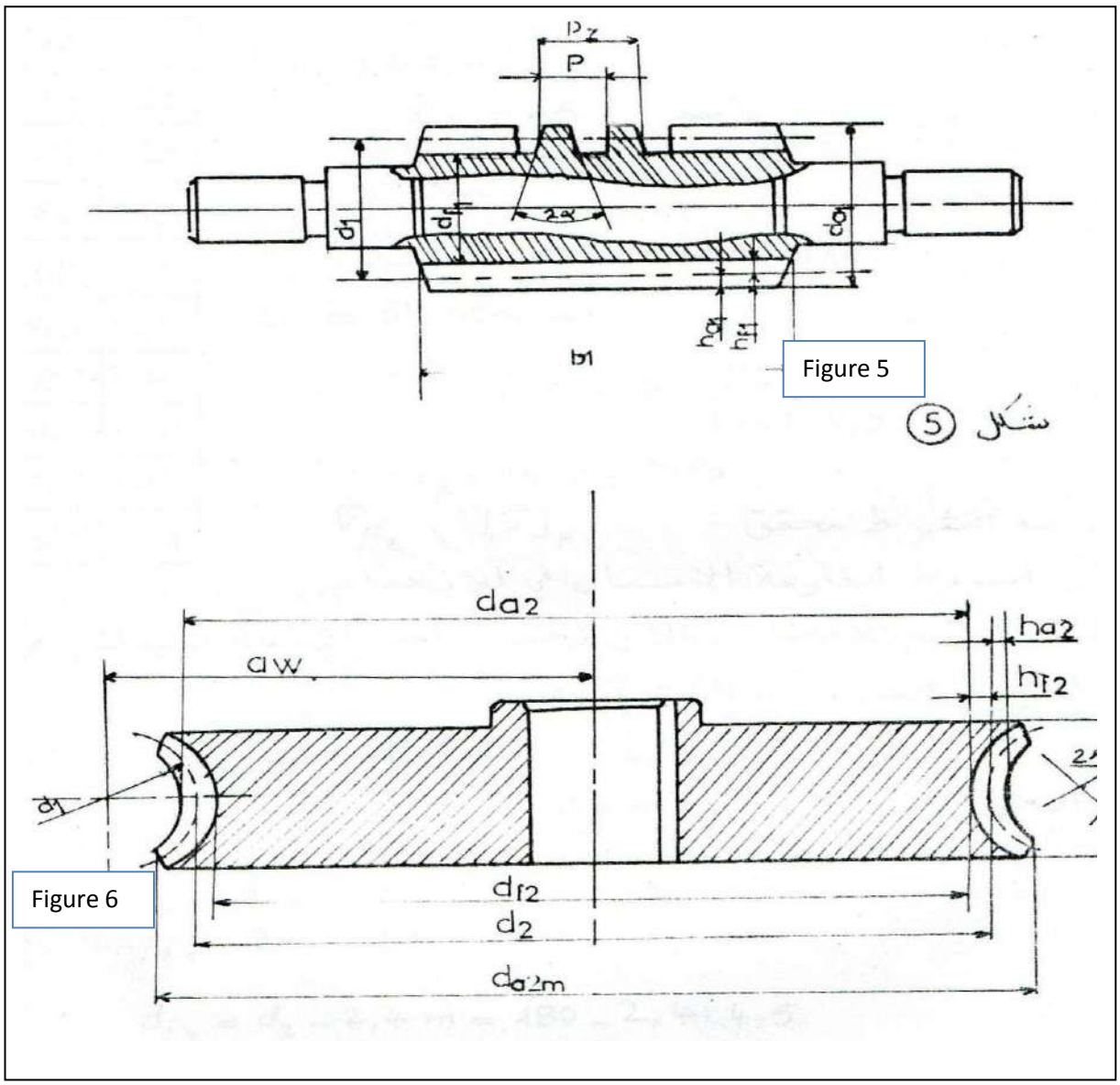


Figure 5

Figure 6

b_1: largeur de dent

coefficient de dent, nous choisissons para pour le nombre des dents réelle de roue (ZV_2)

$ZV_2=Z2/\cos^3\lambda = 40/\cos^3(11,31)$

$ZV_2=42,42$ on prend ZV2=45

ZV_2	Y_{F2}
26	1,85
28	1,80
30	1,76
32	1,71
35	1,64
40	1,55
45	1,48
50	1,45
60	1,40
80	1,34
100	1,30
150	1,27
300	1,24

Y_{F2} = 1,48

b_2= 0,355 .aω= 0,355. 110

b_2= 39,05 mm

σF_2= 07.148 $\frac{2464}{39,05\ .\ 4,5}$

Donc :

σF_2= 14,52 Mpa

Donc. La condition et preuve $\sigma F2 < [\ \sigma]F$

Les conditions de résistance des dents en flexion sont en ligne avec la réalisation et maintenant nous calculons les caractéristiques techniques de la transmission

Caractéristique d'ingénierie pour les engrenages

$df_1 = d_1 - 2,4\ m = 45 - 2,4\ .4,5$

df_1= 34,2 mm

$df_2 = d_2 - 2,4m = 180 - 2,4.\ 4,5$

df_2 =169,2 mm

le diamètre extérieure de la vis et la roue da

$da_1 = d_1+2m = 45+ 2.4,5$

da_1 =54 mm

$da_2 = d_2 + 2\ m = 180 +2.\ 45$

da_2 = 189 mm

Le diamètre extérieure max pour la roue :

$da_2\ max = da_2 + \frac{6m}{Z_1+2} = 189 + \frac{6.\ 4,5}{2+2}$

da_2 max = 195,79 mm

La longueur b_1 pour le filetage

$$b_1 \geq m(11 + \frac{Z1}{16}) \quad = 4{,}5(11, + \frac{2}{16})$$

$b_1 \geq$50,06 mm

Espacement axial aω

$$a\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{45+180}{2}$$

aω=112,5 mm

Calcule-le rondement d'engrenage η

$$\eta = \frac{tag\lambda}{tag(\alpha+Y)} = \frac{tag(11{,}31°)}{tag(11{,}31+1{,}95°)}$$

η=84,8 %

-Caractéristiques de roue denter

Module réelle	mn	$\mathrm{mn} = (1.5,1.7)\mathrm{a}\omega/z2$	4,5
Nombre de dents	Z2	$U = \frac{\mathrm{Z2}}{\mathrm{Z1}}$	40
Angle d'hélice	B		

Module réelle	Mt	mt =D=$\frac{\mathrm{mn}}{\cos B}$	4,78
Pas	Pt	$Pt = mt.\pi$	15
Pas réelle	Pn	$Pt = mn.\pi$	14,13
Hauteur de dent	ha	ha=mn	4,5
Hauteur de dent	hf	hf=1.5 mn	5,62
Hauteur de dent	h	h=hf+ha	10,12
Diamètre principale	d	D=$\frac{\mathrm{mn}.z}{\cos B}$	191,55
Diamètre extérieure	da		
Diamètre intérieure	df		

Caractéristique de vis sans fin

nombre d'hélices	Z	Désigné des pourcentagesde la vitesse	2
Angle d'hélice	$\boldsymbol{\lambda}$	Désigné précédemment.	11,31
Module réelle	mn	Désigné par la résistance des matériaux.	45
Module axial	mx	$\mathrm{mx} = \frac{\mathrm{mn}}{cos\beta}$	478
Pas réel	pn	$\mathrm{pn} = \mathrm{mn}.\pi$	1413
Pas axial	px	$px = \frac{\mathrm{pn}}{cos\boldsymbol{\lambda}}$	14,13
Diamètre principale	d	$d = \frac{\mathrm{pz}}{\pi\ \mathrm{tong}\boldsymbol{\lambda}}$	45,5
Pas d'hélices	pz	$\mathrm{pz} = \mathrm{px} + \mathrm{Za}$	28,8
Diamètre intérieure	df	$df = \mathrm{d} - 2{,}5\mathrm{mn}$	34,55
Diamètre extérieure	da	$da = \mathrm{d} + 2\mathrm{mn}$	54
Langueur de l'arbre fileté	l	$L = 5\mathrm{px}$	72

V.2Étude la transmission par chaine

Les chaines sont des éléments flexibles qui permettent la transmission de mouvement et d'énergie entre deux arbres parallèles passant sur dentées qui sont fixes sur les deux arbre.

V.2.1 Choix de diamètre des Rous métalliques

La masse totale de dispositif Mt=1800 Kg

- calcule de charge pour chaque Rous

$$Mc = \frac{\text{Mtot}}{4} = \frac{1800}{4}$$

Mc=450 Kg sur le tableaux(lièvre des Roues SKF page 66) nous chosions le diamètre de Roues D_1=180 mm

D= 150 mm

d= 30 mm

V.2.2. choix moteur de chariot de bas

$$\text{Rt} = \text{R}.\text{f}$$

Rt: Réaction de force de tirage

R: la masse totale f

f : coefficient de fortement entre les palée et l'arbre

f : 0,2 pour l'arbre en acier

$\text{Rt} = \text{R}.\text{f} = \text{Mt} . \text{g}. \text{f}$

Rt = 3531,6 N

$$\text{Pt} = \text{Vt}.\text{Rt}$$

Rt : Puissance de sorte d'arbre 02

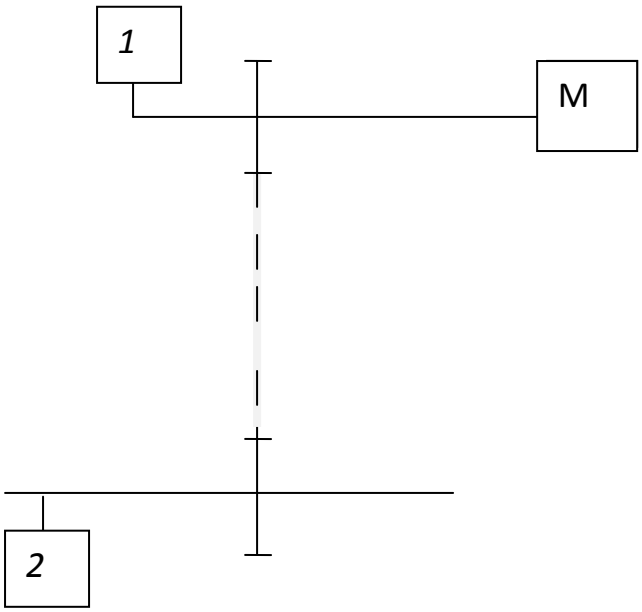
Vt : vitesse de translation de dispositif sur les roues

En choisissons 1s ⟶ 4cm

$$\text{Vt} = 0{,}04\text{m/s}$$

$$\text{Pt} = 141{,}26\ \text{w}$$

Puissance sur l'arbre 01 Pm



$$\eta tot = \frac{Pt}{Pm}$$

$$\eta tot = \eta chin.\eta roul.\eta c$$

On choisit$\eta tot = 0{,}94.0{,}99.0{,}956$

$$\eta tot = 0{,}89$$

$$Pm = \frac{141{,}26}{0{,}89}$$

$$Pm = 158{,}72\ w$$

on choisissons

$$Pm = 0{,}18\ Kw$$

n_1=17 tr/min

vitesse de rotation de l'arbre 02

4cm ⟶ 1s

$\pi\ D$ ⟶ XS

$$x = \frac{\pi D}{4} = \frac{3{,}14.15}{4}$$

$$x = 11{,}77 \text{ s}$$

1tour/MIN ⟶ 11,77 sx = $\frac{1.60}{11{,}77}$

$xtour$ ⟶ 1min

n_2=x = 5,09 tr/min

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{17}{5{,}09}$$

$$u = 3{,}34$$

De la, nous utilisons le system de la chaine et des pignons selon le tableau

V.2-3- calculer la transmission par chaine

On utilise système de transmission le mouvement par chaine pour transmettre une puissance assez bonne en des vitesses lentes.

- Condition d'utilisation des chaines :
  Trouver les volumes essentiels de mouvement en chaines :
  Etape :
  On utilise la condition
  En cas d'usure de la chaîne :
  $P \geq 2{,}8$ ^{3}
  $\frac{Mt^1.cs}{Z^1[Pa]m}$

  Mt_1 = Couple de rotation sur l'arbre de la petite roue.
  Z_1 = Nombre des dents de la petite roue.
  Cs= Coefficient d'indépendance du système de la chaine et des deux roues.
  [Pa] = La pression permis dans les articulations de la chaine.
  M =1 = Une simple chaine.

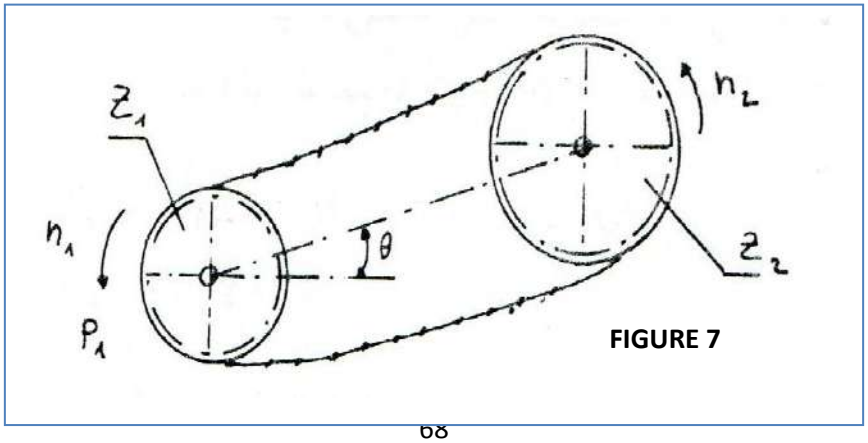


FIGURE 7

θ = 45°

On choisit : Z_1 = 11 selon le tableau :

Cs = Cd .Ca . Cθ. Crég .Cgr . Cr

Cd = 1,251 car la charge dynamique a peu de choix.

Cθ= 1 car θ< 60°

Ca = 1 car (a≃ (30 à 50) p = a opt)

Crég = 1,25 car la pression est permis.

Cgr = 1,5 car la lubrification est permis.

Cr = 1 Pour une durée d'emploi de 8 heures par jour.

Cd : Coefficient qui contrôle la vitesse dynamique de la charge.

-Pour une charge silencieuse équivalent à 1 pour des choix qui varie entre 1,2 et 2,5 (Nous prenons souvent Cd = 1,2 à 1,3 pour de petites choix.

Ca : Coefficient qui contrôle la valeur de tension de la chaine.

a= aopt = (30 à 50) P ⟶ Ca = 1

a <25p , ca = 1,25

a >50p , ca = 0,8

Cθ = Coefficient qui contrôle la position de mouvement par une chaine dans le vide :

-Angles :

$\theta \leq 60°$, Cθ = 1 et θ> 60° , Cθ = 1,25

Crég = : Coefficient d'ajustage de tension pour le mouvement conditionnée. Crég = 1.

Et pour l'ajustage impossible : Crég = 1,25 et : Crég = 0,8

Crég : Coefficient qui prend en considération les conditions de lubrification dans la situation continue.

Cgr = 0,8 en filtration : Cgr = 1 Lubrification périodique : cgr = 1,3 à 1,5

Cr : Coefficient du mode d'emploi du mouvement pour 8 heures de fonctionnement.

Cr = 1

Durée de 16 heures : Cr = 1,25 Durée de 24 heures : Cr = 1,5

Cs = 1,25 .1 .1 .1 .1 . 1,5

Cs = 1,87

$Mt_1 = \frac{P_1}{w_1} = \frac{180\ .\ 30}{3{,}14\ .\ 17}$

Mt_1 = 101,16 Nm

-Calcul de la pression permis au articulations de la chaine :

[Pa]s = (1 + $\frac{Z^1-17}{100}$) [Pa] tab

Du tableau on prend P = 9,525 pour désigné

[Pa]tab

On a du tableau :

17 tr/min ⟶ x Mpa

50 tr/min ⟶ 49 Mpa

100 tr/min ⟶ 40 Mpa

On utilise la méthode de comparaison :

$\frac{50-17}{100-50} = \frac{49-x}{40-49}$

[Pa]tab = $x \simeq$ 57,91 Mpa

[Pa]s= (1 + $\frac{11-17}{100}$) 57,91

[Pa]s= 54,43 Mpa

Ps ≥ 2,8

Ps ≥ $\sqrt[3]{\frac{Mt^1.cd}{Z^1[Pa]m}}$ = $\sqrt[3]{\frac{101{,}16\ .10^3\ .1{,}87}{11\ .54{,}43\ .1}}$

Ps ≥ 19,03 mm

Selon le tableau:

Ps = 19,05 mm

Ps = P = 19,05 mm

Selon le tableau on choisit la charge :

Q = 31,8 Kw , Q = 1.9 Kg / m Aap= 105,8 mm²

Vérification de la pression dans les articulations de la chaine :

Pa réel = $\frac{Ft.cs}{Aap}$

Pa réel = Pression réel.

Ft = Force tangentielle

Aap = Distance actif

Vt = $\frac{Z^1.n.\ P}{60.\ 10^3}$

Vt = 0,059 m/s

Ft = $\frac{P}{Vt}$ = $\frac{0,18\ .\ 10^{\ 3}}{59\ .10^{-\ 3}}$

Ft = 3050,8 N

P = $\frac{3050,8\ .1,87}{105,8}$

P = 53,92 Mpa

Pa réel < [Pa] = 54,43 Mpa

Donc la condition est réalisé.

Calcul de la hauteur de la chaine :

Espacement axial on prend :

aopt = (30 à 50) p

a= aopt = 30p = 30 .19,05

a= 571,5 mm

Lp = 2 $\frac{a}{P}$ + $\frac{Z_1+Z_2}{2}$ + $\frac{P}{a}$ $(\frac{Z_1+Z_2}{2\pi})^2$

Lp = 2 $\frac{571,5}{19,05}$ + $\frac{11+36}{2}$ + $\frac{19,05}{571,5}$ $(\frac{36-11}{2\ .3,14})^2$

Lp= 84

$Z_2 = Z_1$ u = 11 . 3,23

$Z_2 = 36$

a réel = $\frac{P}{4}$[Lp – $\frac{Z_1+Z_2}{2}$ + $\left(Lp - \frac{Z^1+Z^1}{2} \right)^2 - 2\left(\frac{Z^1+Z^1}{\pi}\right)$]

$$a\ réel = \frac{19{,}05}{4}\left[\ 84 - \frac{11+36}{2} + \left(84 - \frac{11+36}{2} \right)^2 - 2\left(\frac{-11+36}{\pi}\right)\right]$$

$$a\ réel = 571{,}69\ mm$$

Pour garantir l'équilibrage de la chaine et sa installation il faut augmenter :

0.004 .a réel = 2,3 mm

Calcul des caractéristiques des roues :

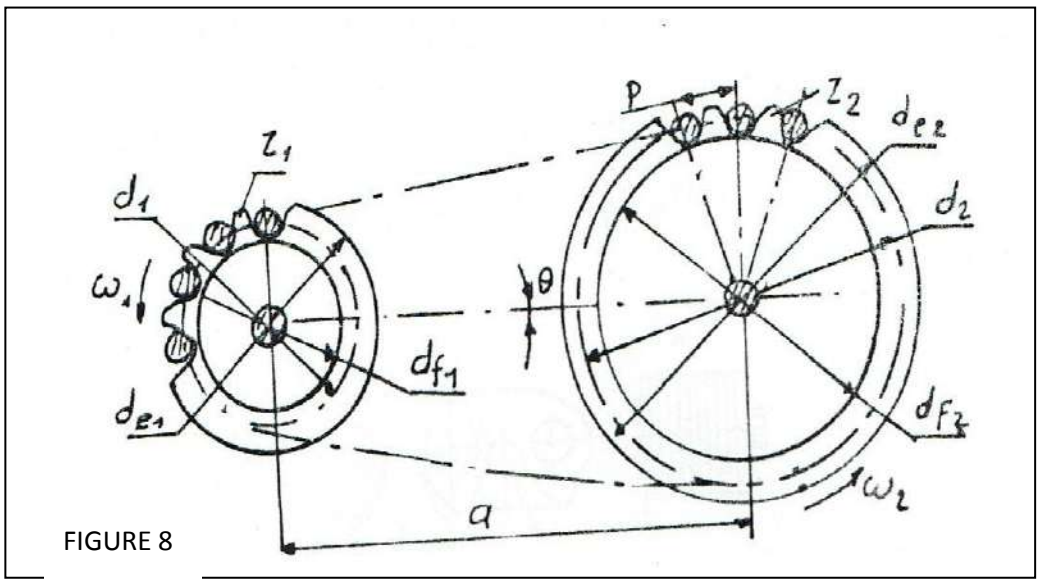


FIGURE 8

Diamètre primitif de la petite roue :

$d_1 = \frac{P}{\text{Sin}\frac{180}{Z_1}} = \frac{19{,}05}{\text{Sin}\frac{180}{11}}$

d_1= 67,61 mm

Diamètre primitif de la roue orienté :

$d_2 = \frac{P}{\text{Sin}\frac{180}{Z_2}} = \frac{19{,}05}{\text{Sin}\frac{180}{36}}$

d_2 = 218,5 mm

Diamètre extérieur de la roue avant :

de = P(c tag $\frac{180}{Z}$ + 0,7) – 0,31 dr

d_1= 19,05(c tag $\frac{180}{Z}$ + 0,7) – 0,31 . 11,91

de_1= 74,52 mm

dr = 11,91 mm

dr = Diamètre de la bobine et du tableau :

Diamètre extérieur de la roue orienté :

de_2 = 19,05(c tag $\frac{180}{36}$ + 0,7) – 0,31 . 11,91

de_2 = 227,38 mm

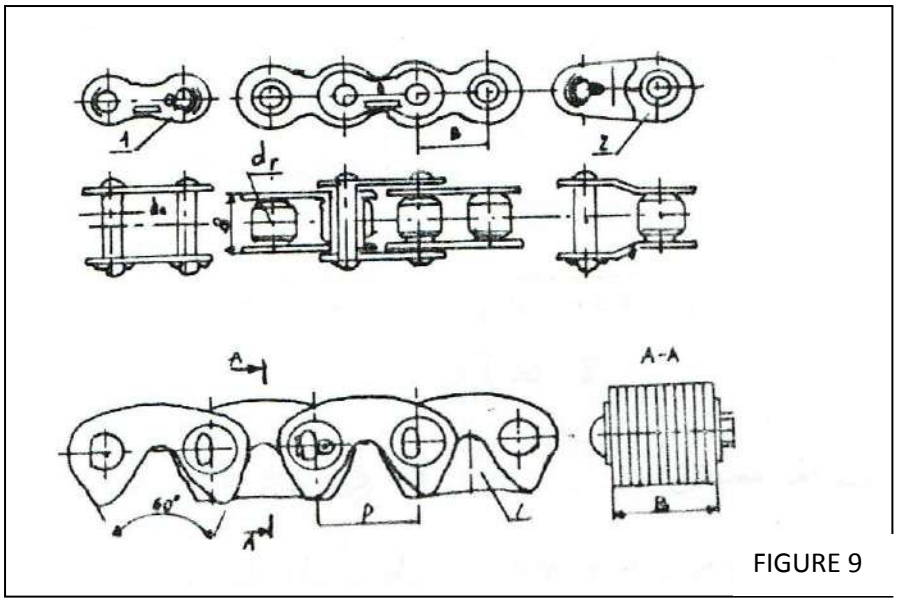


FIGURE 9

- Force potentielle de la chaine :
  Force tangentielle : 3050,8 N
  Fr = ϕ .Vt_2 = 1,9 (59 . 10^{-3})²
  Fr = 0,0066 N
  F0 = Cf .g .ag

Résistance à la traction :
F0 =1,5 . 1,9. 571,69 . 9,81
F0 = 15,98 N

Résistance au bras avant :
F_1s = Fts+ Fas + Fvs
F_1s = 3050,8 + 15,98 + 0,0066
F_1s = 3066,78 N
F_2s = Fvs

F_2s = 0,0066 N

La tangentiel dans les arbres :
R = Cch = Ft + 2 F_0
R = 1,15. 3050,8 + $(15.98)_2$

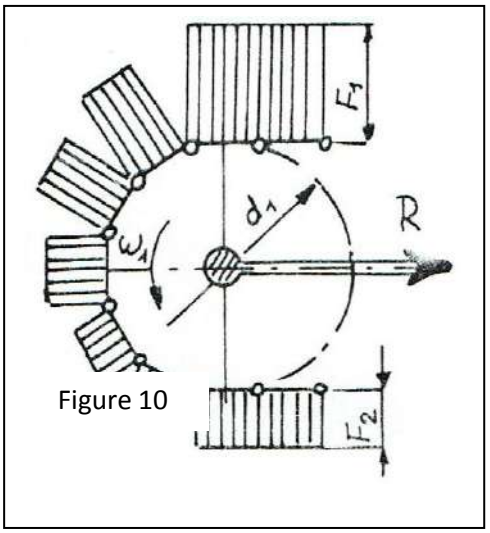


Figure 10

Vérificationde coefficient de sécurité :

$$S = \frac{\phi}{Ft.cd + Fr.F_o} \geq [S]$$

$$S = \frac{31,8.10^3}{3050,8.1,25 + 0.0066.15,98}$$

Du tableau : [S] ≃ 8
La condition est réalisée
S = 8,33 ≥ 8

$dF_1 = d_1 - dr = 67,61 – 11,91$
dF_1 = 55,7 mm
$dF_2 = d_2 - dr = 218,5 – 11,91$
dF_2 = 206,59 mm

Les caractéristiques de la chaine :

Nombre des dents de la petite roue	$Z_1 = 11$
Nombre des dents de la grande roue	$Z_2 = 36$
Pas	P = 19,05 mm
Nombre de creux	Lp = 84
Espacement axial	a= 571,69 mm
Diamètre primitif de la petite roue	$d_1 = 67 ,61$
Diamètre primitif de la grande roue	d_2=218,5 mm
Diamètre extérieur de la petite roue	de_1= 74,52 mm
Diamètre extérieur de la grande roue	de_2= 227,38 mm
Diamètre intérieur de la petite roue	dF_1= 55,7 mm
Diamètre intérieur de la grande roue	dF_2= 206,95 mm
Diamètre de la bobine	dr= 11,91 mm
Longueur de la chaîne	L= Lp. P = 1600,2 mm

CHAPITRE VI

VI .Calculer des arbres :

VI.1 Entrée :

Afin de transmettre le mouvement du moteur (5) a l'arbre (9) on a utilisé un réducteur de vitesse n° (17). Ce réducteur contient deux arbres, le premier arbre pour que l'entrée du mouvement n_1= 1500 tr/min.

Alors que le deuxième est pour la sortie du mouvement n_2= 75 tr/min

Tous les arbres contient des vapeurs pour bloquer la roue et le vis de tourner afin de déterminer les puissances qui influencent les arbres, nous utilisons la figure 1 et 2.

- Force axiale Fa.
- Force tangentielle Ft
- Force radiale Fr

Le résultat de ces forces est Fn

- Rayon du vis Rv
- Rayon de la roue Rr
- Couple transféré Mt_1
- Le premier arbre contient deux palier A', B' .
- Le deuxième arbre contient deux palierA' , B' .

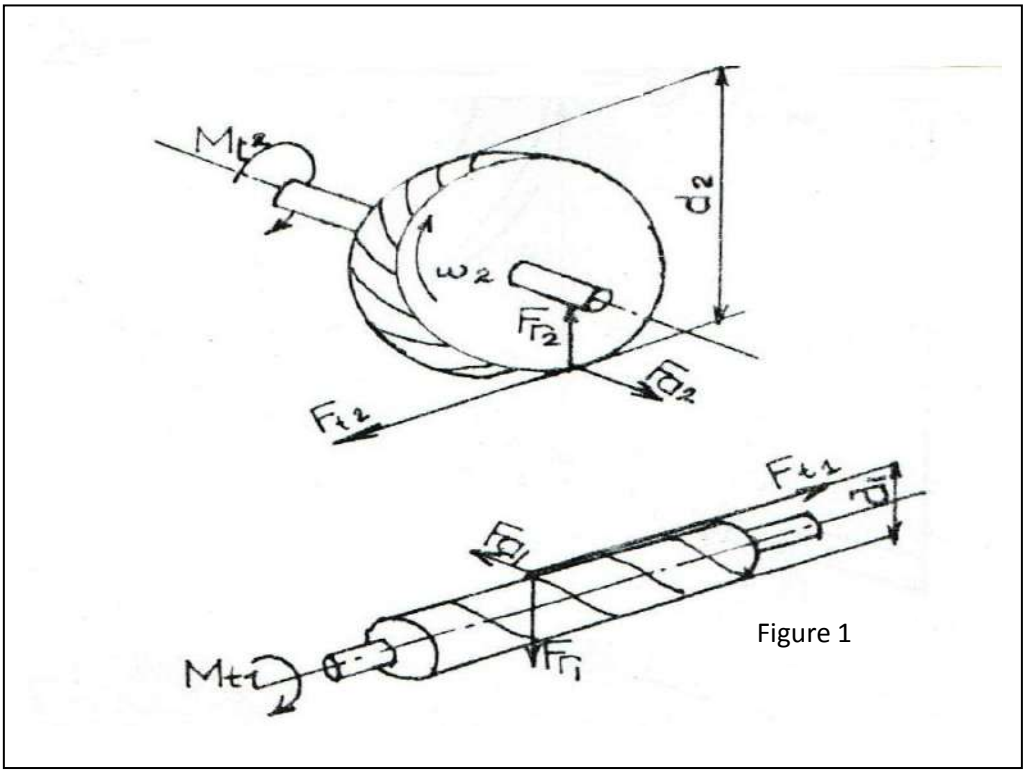


Figure 1

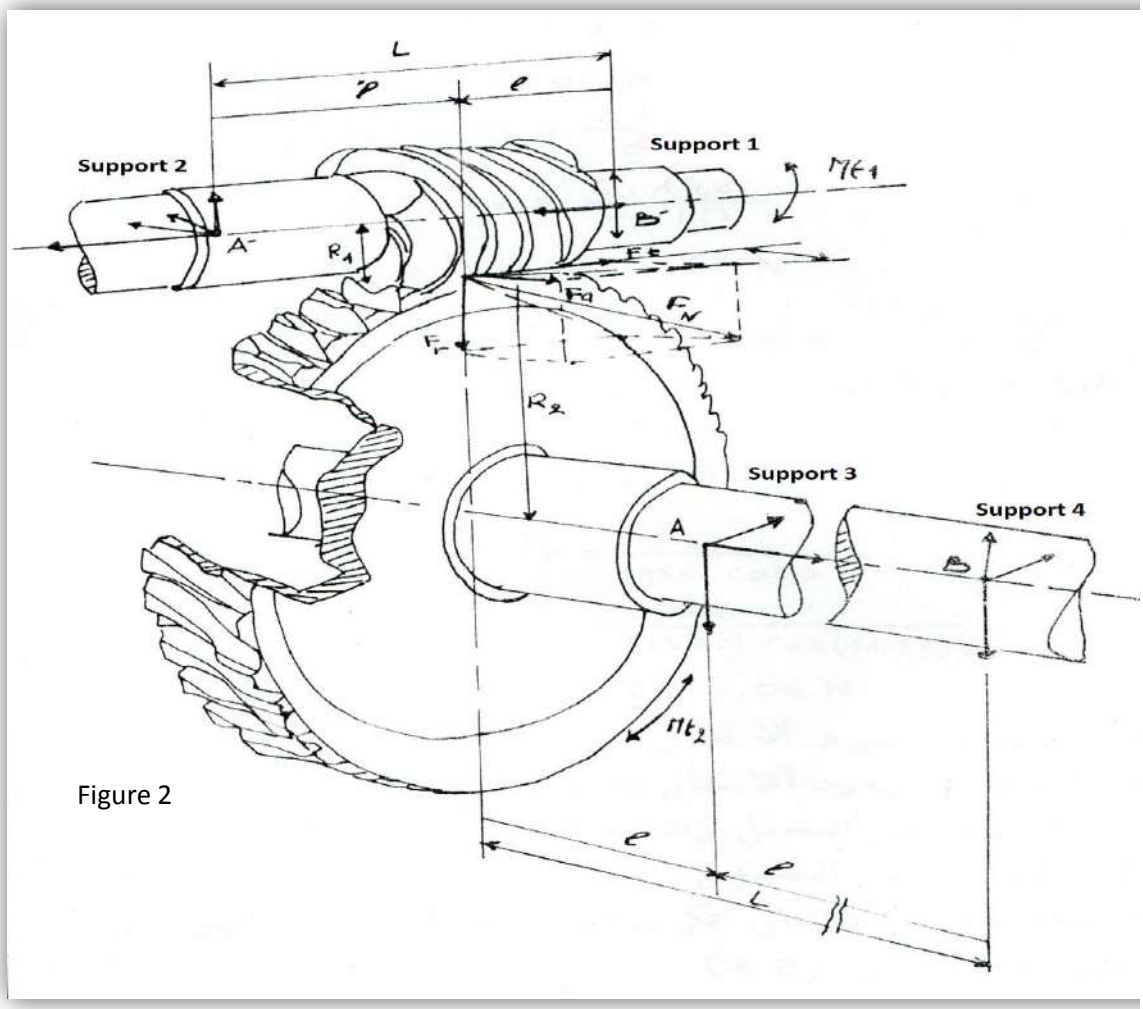


Figure 2

VI. 2 Calcul les forces d'engranger:

$$\mathrm{Ft}_2 = Fa_1 = \frac{2\mathrm{Mt}_1}{d_2}$$

$$\mathrm{Ft}_2 = Fa_1 = \frac{2.221.76}{180.10^{-3}}$$

$$\mathrm{Ft}_2 = Fa_1 = 2464\mathrm{N}$$

$$\mathrm{Ft}_2 = Fa_1 = 2464\mathrm{N}$$

$$\mathrm{Ft}_1 = Fa_2 = \frac{2\mathrm{Mt}_1}{d_1}$$

$$\mathrm{Ft}_1 = Fa_2 = \frac{2.14.01}{45.10^{-3}}$$

$$\mathrm{Ft}_1 = Fa_2 = 622.67\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{Fr}_1 = \mathrm{Fr}_2 = \mathrm{Ft}_1 = \mathrm{Ft}_2$$

Angle d'engrenage = K = 20°

$$\mathrm{Fr}_1 = \mathrm{Fr}_2 = 2464 \operatorname{tog} 20°$$

$$\mathrm{Fr}_1 = \mathrm{Fr}_2 = 896.82\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{Fr} = \frac{\mathrm{Ft}_2}{\cos x \,.\cos x}$$

$$\mathrm{Fr} = \frac{2464}{\cos(20)\,.\cos(11.31)}$$

$$\mathrm{Fr} = 2674.06\ \mathrm{N}$$

VI. 3 Calcul des réactions :

VI. 3.1 Calcul des réactions de l'arbre vertical :

L : La distance entre le palier et le point de contact entre la roue et le vis.

L : La distance entre les deux paliers.

Pour calculer les réactions l'étude doit être faite en deux niveaux :

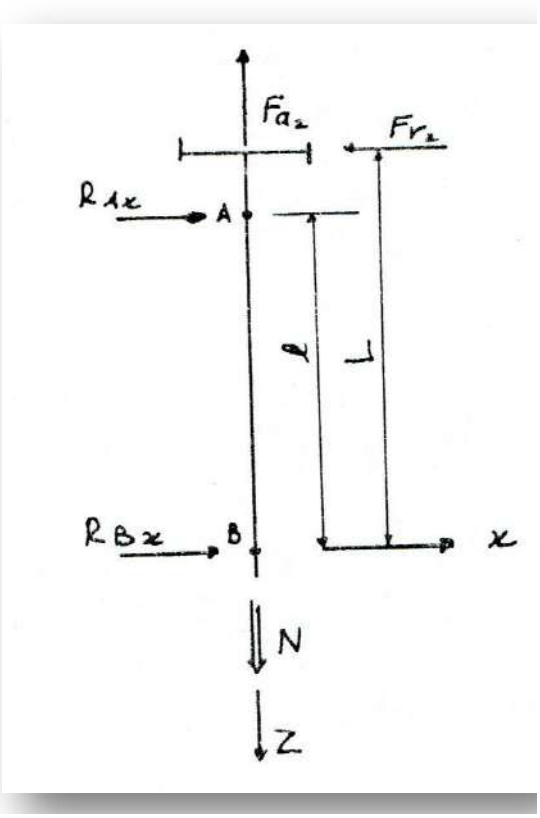
- Niveau horizontale (xz)

- Niveau verticale (y z)

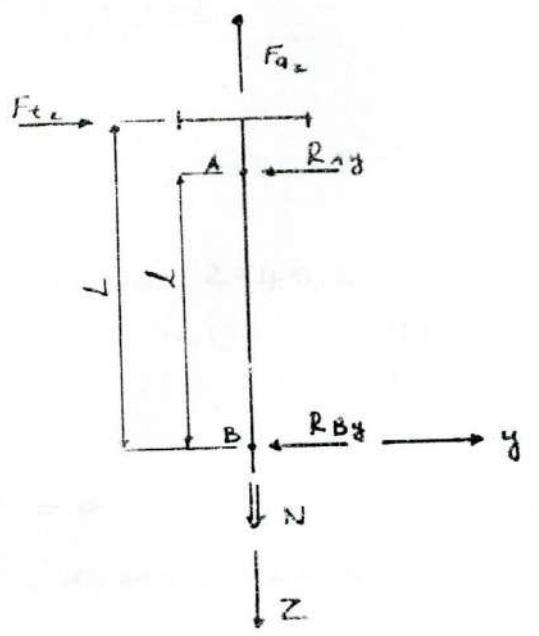
L = 780 mm

l= 700 mm

Au niveau horizontal (xz)

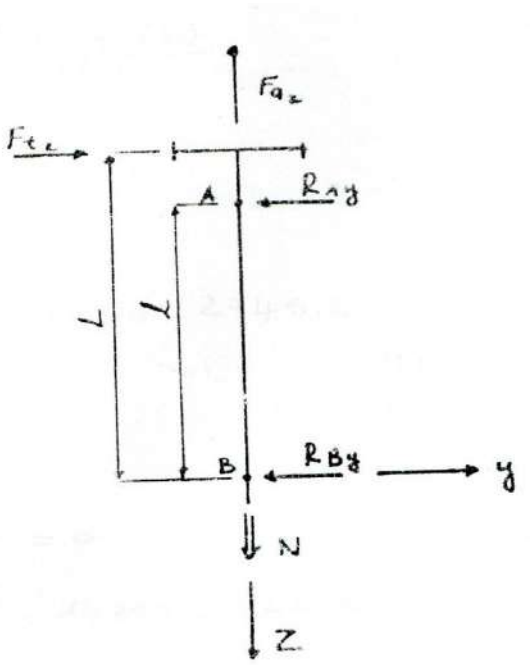


Au niveau vertical (y z) :



Au niveau vertical (y z) :

Au niveau vertical (x z) l



$\sum \overrightarrow{Mx\zeta/B} = 0$

$RAx.l - Fr_2 . L = 0$

$RAx = \frac{Fr_2}{l} = \frac{896,82.780}{700}$

$RAx = 999,31$ N

$\sum \overrightarrow{Fx} = 0$

$RBx + I$

$RBx = Fr_2 - RAx$

$RBx = 896.82 - 999.31$

$RBx = -102.49$ N

Au niveau vertical (y z) :

$\sum \overrightarrow{My\zeta/B} = 0$

$-RAx.l + Ft_2 . L = 0$

$RAy = \frac{Ft_2 . L}{l} = \frac{2467.780}{700}$

$RAy = 2745.6$ N

$\sum \overrightarrow{Fy} = 0$

$-RAy - RBy + Ft_2 = 0$

$RBy = Ft_2 - RAy = 2464 - 2745.6$

$RBy = -281.6\ N$

$\sum \overrightarrow{F\zeta} = 0$

$R\zeta + Fa_2 - N = 0$

$R\zeta = N - Fa_2 = 14715 - 622.67$

RȝȜ= 14092.33 N

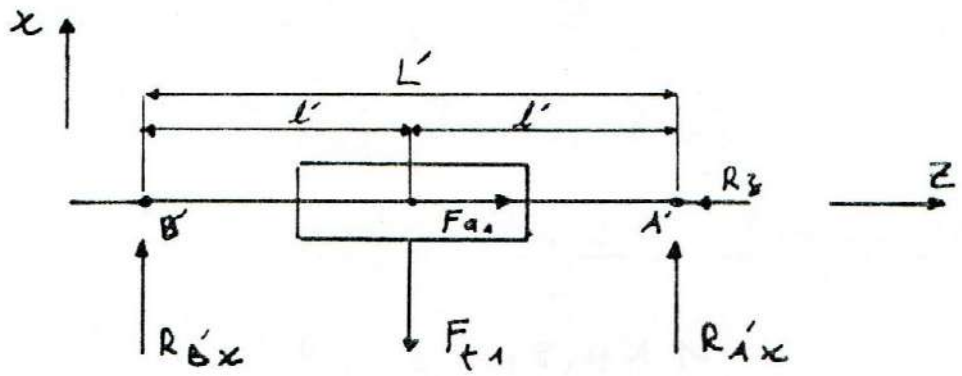
VI. 3.1 Calcul des réactions de l'arbre horizontal :

Pour calculer les réactions, l'étude doit être faite à deux niveaux

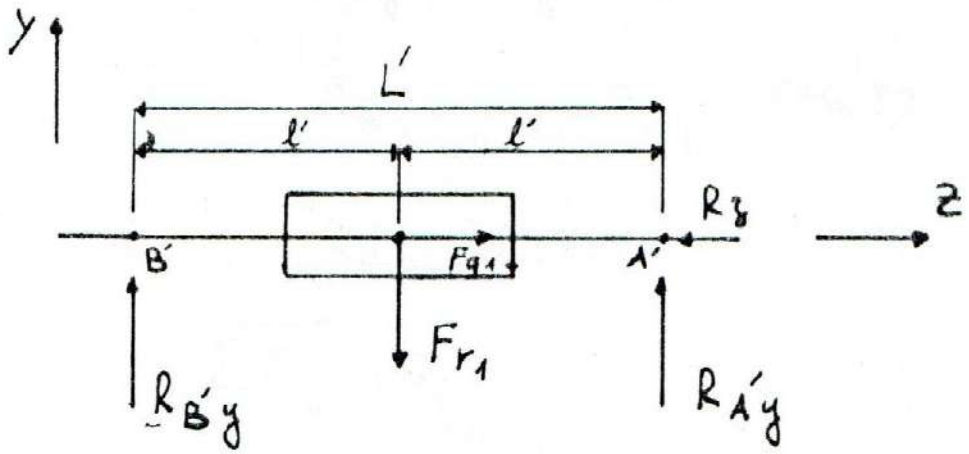
Niveau vertical (z Ȝ) , et un niveau horizontal (y Ȝ) :

L' = 228 mm
L'= 114 mm

Au niveau horizontal (x z) :



Au niveau vertical (yz) :



-
-

- Au niveau vertical (x z) l

$\overrightarrow{\sum}$ Mx$\overrightarrow{Ʒ}$/B' = 0

- Ft_1 .l'+ $RA'x$ L'= 0

$RA'x = \frac{Ft_1 \ .l'}{L'} = \frac{622{,}67.114}{228}$

RAx = 311.33 N

$\overrightarrow{\sum Fx} = \overrightarrow{0}$

$$RB'x + RAx' - Ft_1 = 0$$

$RB'x = Ft_1 - RA'x = 622.67 - 311.33$

$RB'x =$ 311.33 N

Au niveau horizontal (y$\overrightarrow{Ʒ}$)

$\overrightarrow{\sum}$ My$\overrightarrow{Ʒ}$/B' = $\overrightarrow{0}$

$RA'y.L - Fr_1.$ l'= 0

$RA'y = \frac{Fr_1. \ .l'}{L'} = \frac{896.82.114}{228}$

$RA'y$= 448.41 N

$\overrightarrow{\sum Fy} = \overrightarrow{0}$

$RB'y$ + $RA'y$ - Fr_1= 0

$RB'y$ = Fr_1 - $RA'y$ = 896.82-448.4

$RB'y$ = 448.41 N

$\overrightarrow{\sum F\overrightarrow{Ʒ}} = \overrightarrow{0}$

Fa_1+ R$\overrightarrow{Ʒ}'$ = 0

R$\overrightarrow{Ʒ}'$ =2464N

VI. 3.1 Calcul de couple de flexion et les forces du cisaillement de l'arbre horizontale.

L'arbre horizontal supporter un couple de rotation M 3 = Mt à propos de l'axe de l'arbre o 3 et une force tangentielle Ft_1 et un couple de flexion Mx, My pour Ox, Oy.

M x : Courbure appliquée au niveau verticale (y3).

My : Courbure appliquée au niveau horizontal (yx).

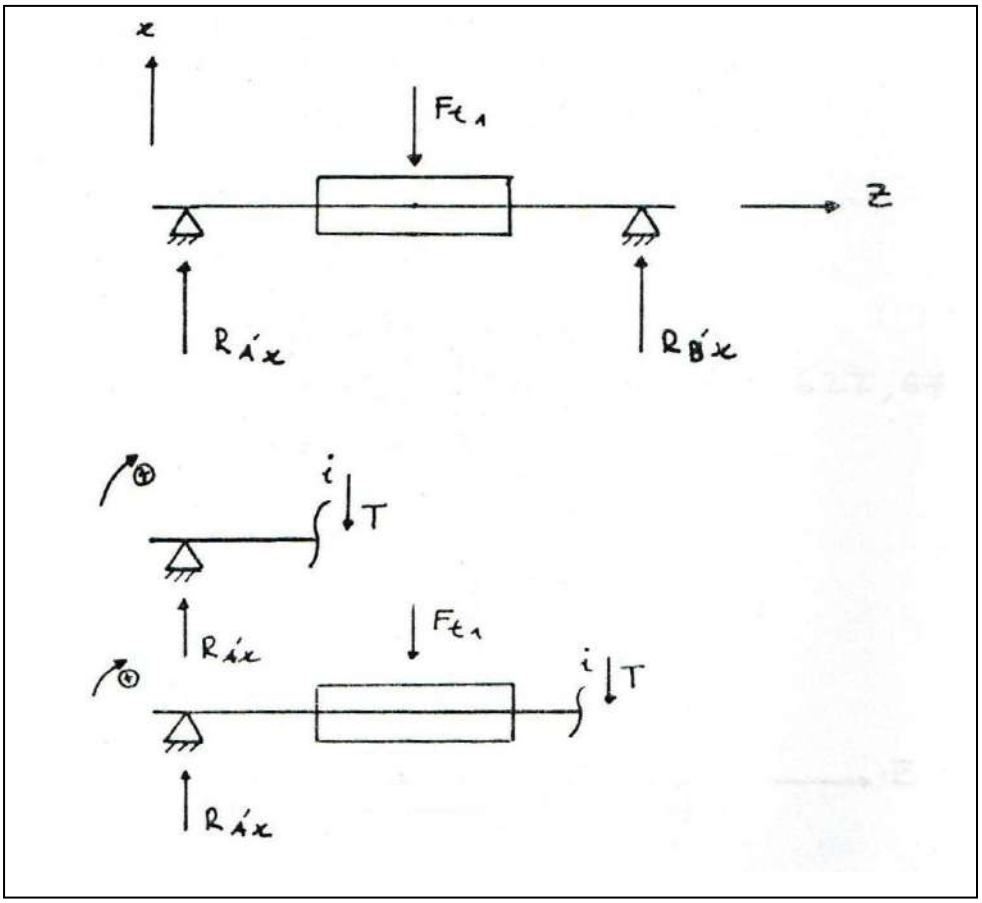
- Coupe de rotation

  Mt= $Ft_1 \frac{d}{2}$ = 622.67 $\frac{45}{2}$

  Mt = 14 N.m

  T : Force des pièces

VI. 4.1 Calcul de couple de flexion horizontal



l' >x> 0

$$\sum \overrightarrow{M/i} = \vec{0}$$

x = 0

-Mx + $RA'x$ (x+ l') =0

Mx= A'x . l = 311.33.114.10^{-3}

Mx = 35.49 Nm

$$\sum \overrightarrow{Fx} = \vec{0}$$

$RA'x$ – T = 0

$RA'x$ = T = 311.33

$x = 114$

$$\sum \overrightarrow{Mx} = \vec{0}$$

Mx= A'x . ($x + 2$) - $Ft_1 x$

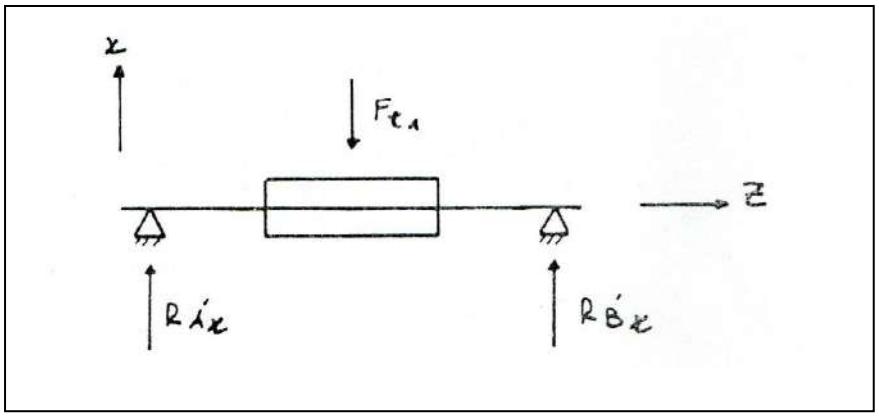
Mx = 0

$$\sum \overrightarrow{Fx} = \vec{0}$$

$RA'x$ = Ft_1 - T = 0

T= $RA'x$ - Ft_1- T = 0

T = - 311.33 N



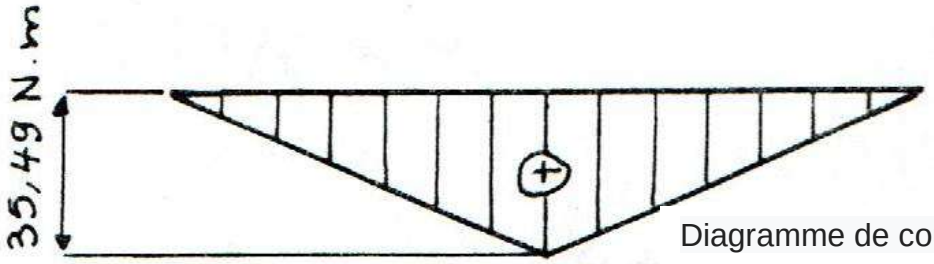


Diagramme de couple de flexion

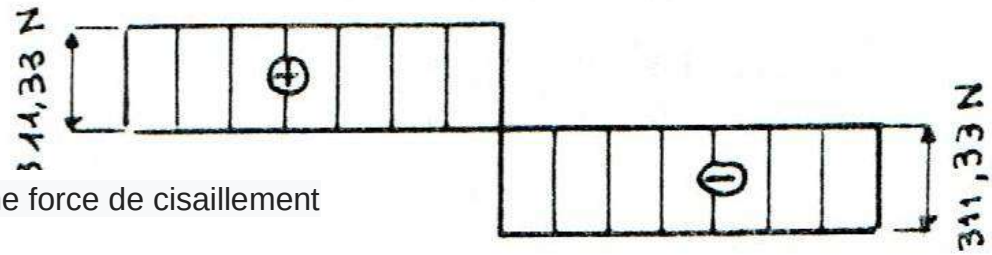
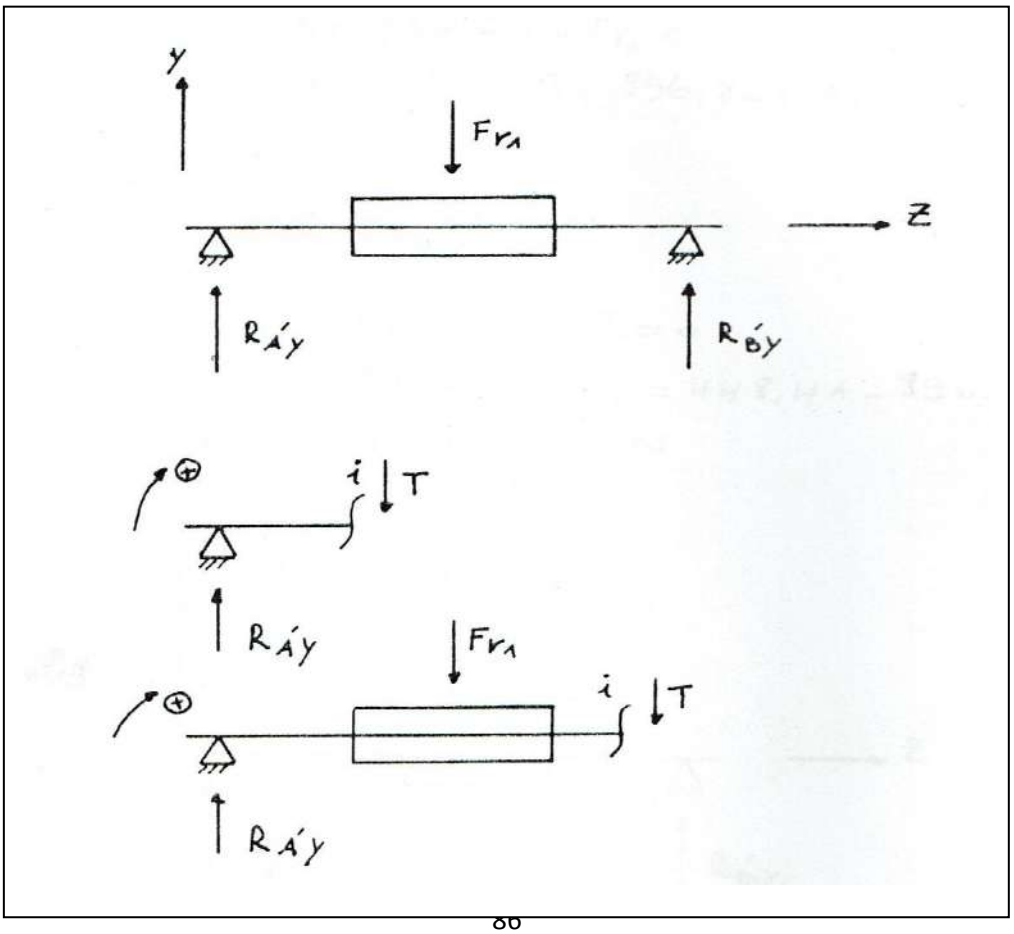


Diagramme force de cisaillement



l' >x> 0

$\sum \overrightarrow{M/i} = \vec{0}$

x = 0

-My+ $RA'y$. (x+l') = 0
My= 448.41 .114.10 $^{-3}$
My= 51.12 N.m
$\sum \overrightarrow{Fy} = \vec{0}$
$RA'y$ = T = 448.41 N

x = 114

$\sum \overrightarrow{M/i} = \vec{0}$

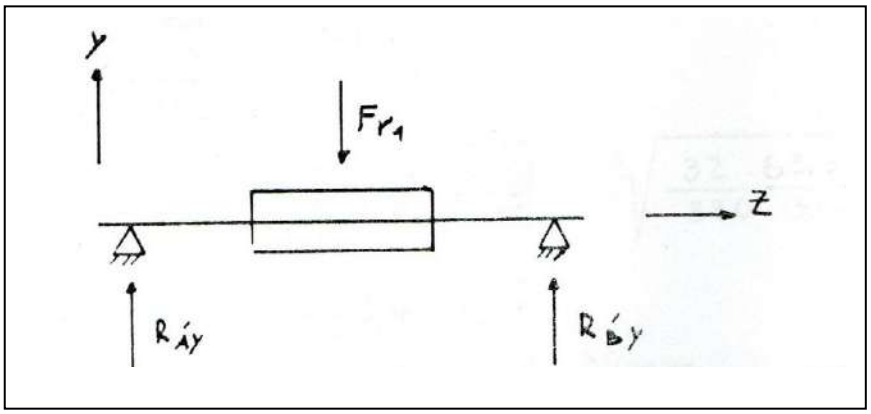
-$Fr_1 x$ – My + $RA'y$ (x+ l') = 0
My = $RA'y$ (x+ l') – Frx
My = 448.41 (228) – 896.82 (114)
My = 0

$\sum \overrightarrow{Fy} = \vec{0}$

$RA'y$ - Fr_1 - T = 0

T = $RA'y$ - Fr_1 = 448.41 – 896.82

T = - 448.41 N



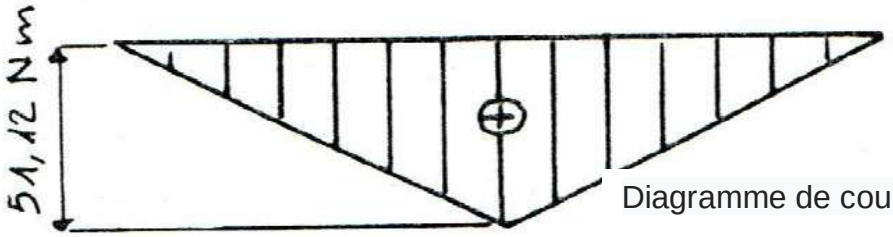


Diagramme de couple de flexion

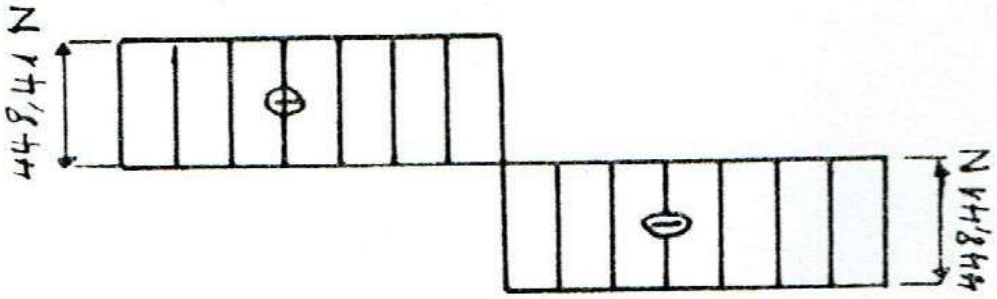


Diagramme de force de cisaillement

VI. 4.3 Calcul de couple total :

Me'q = $\sqrt{Mt^2 + My^2 + Mx^2}$

Me'q = $\sqrt{(14)^2 + (51.12)^2 + (35.49)^2}$

Me'q= 63.8 Nm

- Diamètre de l'arbre:

  $\frac{Me'q}{w} \leq$ Rpe

  Matière de l'arbre : Rp = 330 , A38

  $\frac{Me'q}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq$ Rpe

  $d \geq \sqrt{\frac{32\ Me'q}{Rpe.\pi}} = \sqrt{\frac{32 .63,80.10^{3}}{330.3.14}}$

  d ≥ 12.54 mm

  On prend : d = 30 mm

Chapitre VII :

Chapitre VII :

VII. 1. Calcul des roulements :

VII. 1.1 Calcul les roulements de l'arbre horizontal:

Puisque nous avons des grandes charges axiales dans la même direction et des petites charges radiale, on choisit des roulements de type K B montées avec deux paires de la position X car l'arbre est qui tour.

VII. 1.1.1 .Les forces sur les roulements A' et B' :

$$Fr_1 = R_{A'} = \sqrt{(R_{A'}x)^2 + (R_{A'}y)^2}$$

$$Fr_1 = \sqrt{(311.33)^2 + (448.41)^2}$$

$$Fr_1 = 545.89 \text{ N}$$

$$Fr_2 = R_{B'} = \sqrt{(R_{B'}x)^2 + (R_{B'}y)^2}$$

$$Fr_2 = \sqrt{(311.33)^2 + (448.41)^2}$$

$$Fr_2 = 545.89 \text{ N}$$

Ka= RƷ' = 2464 N

Fr : Charge Diagonale

Ka: Charge axiale

VII.1.1.2. Choix des roulement pour A' et B' :

Roulement A ' :

On choisit la chaine 23 donc :

C_1= 65500 N

D_1= 72 mm

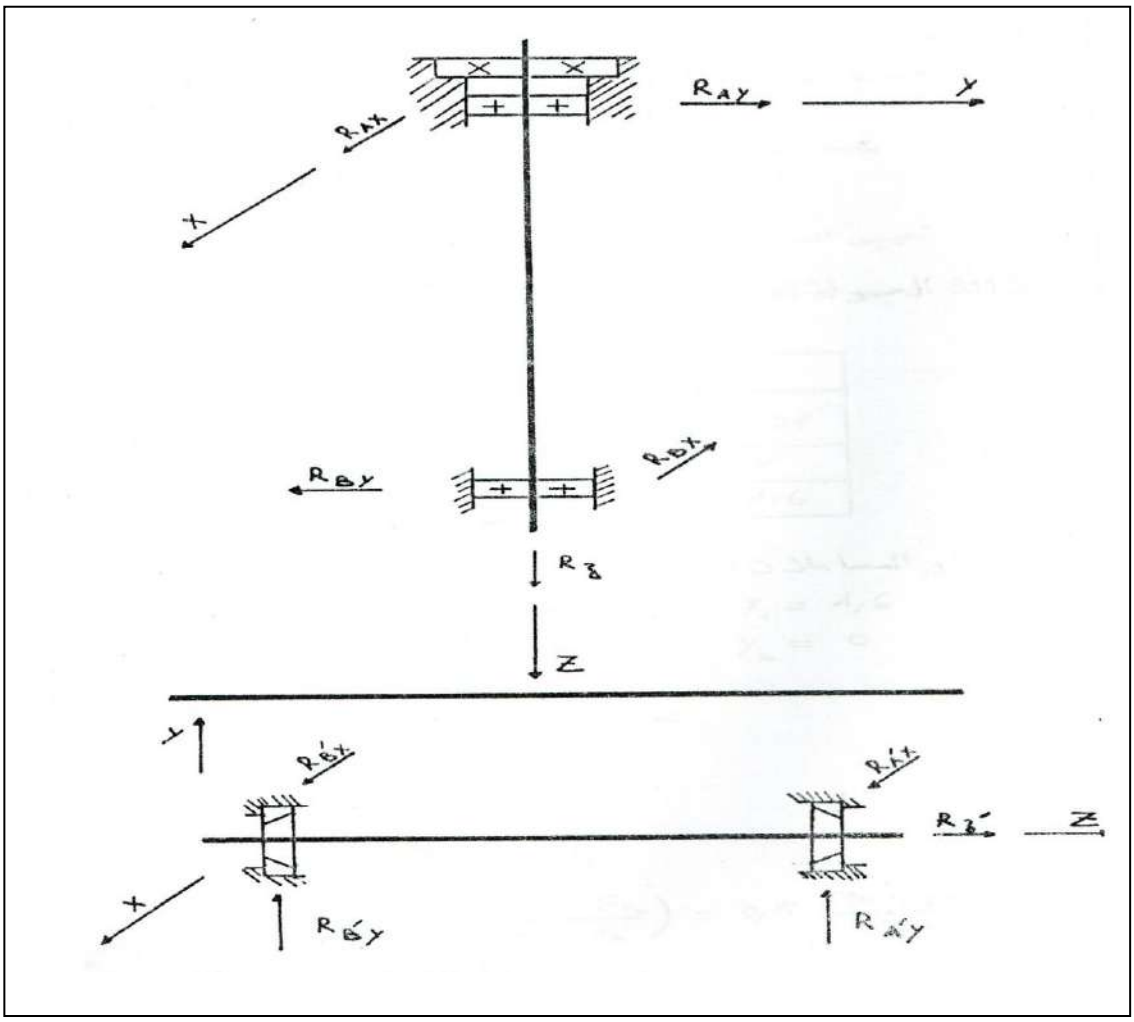
T= 28.75 mm

D = 30 mm

n_1= 1500tr/min

Désignation du roulement :

30 KB.23



Roulement B' :

On choisit la chaine 02 donc :

C_2= 34500 N

D_2= 62 mm

T= 17.25 mm

D = 30 mm

n_2= 1500tr/min

Désignation du roulement :

30 KB.02

VII.1.1.3. La charge dynamique équivalente P :

P = X Fr + y Fa			
$\frac{Fa}{Fr} < 0.37$		$\frac{Fa}{Fr} > 0.37$	
x	**y**	**x**	**y**
1	**0**	**0.4**	**1.6**

Choix des coefficients :

e_1 = 0.37 , x_1= 0.4 , y_1=1.6

e_2=0.37 , x_2=1 , y_2=0

$$\frac{Fr_1}{y_1} = \frac{545.89}{1.6} = 341.2 \text{ N}$$

$$\frac{Fr_2}{y_2} = 0$$

$$\frac{Fr_1}{y_1} > \frac{Fr_2}{y_2}$$

$$Kac = 0.5 \left(\frac{Fr_1}{y_1} - \frac{Fr_2}{y_2}\right) = 0.5 \quad \frac{545.89}{1.6}$$

Kac= 170.59 N

Ka>Kac

Si on prend la situation

$Fa_2 = \frac{0.5\ Fr_2}{Fr_2} = 0$

$Fa_1 = Fa_2 + Ka = 0 + 2464$

$Fa_1 = 2464$ N

$\frac{Fa_1}{Fr_1} = \frac{2464}{545.89} = 4.51 > e$ ⟶ Réalise

$\frac{Fa_2}{Fr_2} = 0 < e$ ⟶ Réalise

$P_1 = x_1\ Fr_1 + y_2\ Fa_1 = 0.4 \cdot 545{,}98 + 1{,}6 \cdot 2464$

$P_1 = 4160{,}756$ N

$P_2 = x_2\ Fr_2 + y_2\ Fa_2 = 1 \cdot 545{,}89 + 0$

$P_2 = 545.89$ N

VII.4.1.1Durée de vie nominale des roulements :

- **Roulement A' :**
- **Durée de vie par million de tours :**

$\mathbf{L_1} = \left(\frac{C_1}{P_2}\right)^K$

K= $\frac{10}{3}$pour les roulements avec des roulements coniques :

$\mathbf{L_1} = \left(\frac{65500}{4160{,}756}\right)^{\frac{10}{3}}$

$\mathbf{L_1}$ = 9777.55 millions de cycles.

- **Durée de vie nominale par heures :**

$\mathbf{L_{h1}} = \left(\frac{10^6}{60\ n_1}\right)\left(\frac{C^1}{P^1}\right)^K$

$\mathbf{L_{h1}} = \frac{10^6}{60 \cdot 1500}\ \left(\frac{65500}{4160{,}756}^{\frac{10}{3}}\right)$

$\mathbf{L_{h1}}$ = 108639,48 heures.

- **Durée de vie nominale par an :**

Si le roulement fonctionne 8 heures par jour pour, 26 jours par mois, pour 12 mois la durée de vie serait :

L_1 année = $\frac{108639}{8 .12 .26}$

L_1 année= 43.52 année

- Le roulement B' :
- **Durée de vie nominale par millions de tours :**

$$\mathbf{L_2} = \left(\frac{C_2}{P_2}\right)^K = \left(\frac{34500}{545,89}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$\mathbf{L_2}$ = 1005494, 858 millions de cycles.

- **Durée de vie nominale par heures :**

$$\mathbf{L_{h_2}} = \left(\frac{10^6}{60\ n_1}\right)\left(\frac{C_2}{P_2}\right)^K$$

$$\mathbf{L_{h_2}} = \left(\frac{10^6}{60 .1500}\right)\left(\frac{34500}{545,89}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$\mathbf{L_{h_2}}$= 11172165.09 heures.

- **Durée de vie par an :**
- L_2 année = $\frac{11172165;09}{8 .12 .26}$

- L_1 année= 4476.02 année

Durée de vie des roulements est plus long donc on peut dire que le chargeur A' et B' est non modifiable.

Vitesse des tours : n_1 = 1500 tr/min est la vitesse minimales des tours possibles est 5000 tr/min pour le chargeur A' et 6000 tr/min pour le chargeur B' donc notre choix des roulements et correcte.

VII.1.2. Calcul des roulements pour l'arbre vertical :

VII.2.1.forces sur les roulements

$Fr_1 = R_A = \sqrt{(R_A'x)^2 + (R_A'y)^2}$

$Fr_1 = \sqrt{(999{,}31)^2 + (2745{,}6)^2}$

$Fr_1 = 2921{,}8$ N

$Fr_2 = R_B = \sqrt{(R_B'x)^2 + (R_B'y)^2}$

$Fr_2 = \sqrt{(102{,}49)^2 + (281{,}6)^2}$

$Fr_2 = 299{,}67$ N

$Fa = R\zeta = 14092{,}33$ N

Fr : Charge diagonale.

Fa : Charge axiale.

VII.2.1Calcul les butées A et B :

Puisque on a des charges axiales grandes et des charges diagonales grandes aussi, on choisit la charge A inclus, la première et BT qui supporter la charge axiales seulement et Fa et la deuxième est Bc qui oriente la rotation et qui supporter la charge radiale seulement qui est Fr_1.

Dans la charge B on choisit le roulement de type Bc qui supporter les charges radiales Fr_2.

La charge B :

- On choisit la chaine 01 donc :

D= 55 mm d= 30 mm

B= 13 mm n_2= 75 tr/min

C_2=10200 N

Désignation du roulement: 30 BC. 01

La charge A:

Le roulement BT

On choisit la chaine 03 donc :

D= 90 mm d= 30 mm

B= 23 mm n_2= 75 tr/min

C_1=34500 N

d_1= 59,8 mm

D_1= 71,1 mm

Désignation du roulement: 40 BC. 03

- Le roulement orienté pendant la rotation BC

On choisit la chaine 04 donc :

D= 90 mm d= 30 mm

B= 23 mm n_2= 75 tr/min

r= 2,5 mm

C_1=32500 N

Désignation du roulement: 30 BC. 04

VII. 1.2.3 La charge dynamique équivalente P :

Butée B :

$P_2 = Fr_2$= 299,67 N

P_2= 299,67 N

Le Butée A :

Le Roulement BT :

$P_1 = Fa$ = 14092,33 N

P_1 = 14092, 33 N

Le palier orienté pendant la rotation BC :

$P_1 = Fr_1$ = 2921,8 N

$P_1 = 2921,8$ N

VII. 1.2.3 Durée de vie nominale de butée B :

- **Durée de vie par million de tours :**

$$\mathbf{L_2} = \left(\frac{C_2}{P_2}\right)^K = \left(\frac{10200}{299,67}\right)^3$$

$\mathbf{L_2}$= 133309,79 millions de cyles.

- **Durée de vie nominale par heures :**

$$\mathbf{Lh_2} = \left(\frac{10^6}{60\ n_1}\right)\left(\frac{C_2}{P_2}\right)^K$$

$$\mathbf{Lh_2} = \frac{10^6}{60\ n_1}\left(\frac{C_2}{P_2}\right)^K$$

$$\mathbf{Lh_2} = \frac{10^6}{60\ .75}\left(\frac{10200}{299,67}\right)^3$$

$\mathbf{Lh_2}$ = 29624398,95 heures.

- **Durée de vie nominale par an :**

$$\mathbf{L_2}\ \text{année} = \frac{29624398,95}{8\ .12\ .26}$$

L_1 année= 11868,7 années

La durée de vie est grande donc le butée B est non changeable, et la vitesse de rotation est moins de la vitesse permis donc notre choix est correct.

K=3 les roulements à granulés

VII. 1.2.3 Durée de vie nominale de butée A :

Roulement BT :

- **Durée de vie par million de tours :**

$\mathbf{L_1} = (\frac{C_1}{P_1})^3 = (\frac{34500}{14092,33})$

$\mathbf{L_1}$ = 14,672 millions de cycles.

- **Durée de vie nominale par heures :**

$\mathbf{L_{h1}} = (\frac{10^6}{60\ n_1})(\frac{C_1}{P_1})^3$

$\mathbf{L_{h1}} = \frac{10^6}{60\ .\ 75} \quad (\frac{34500}{14092,33})^3$

$\mathbf{L_{h1}}$ = 3260,59 heures.

- **Durée de vie nominale par an :**

Si le roulement fonctionne 8 heures par heures pour 26 jours par mois, pour 12 mois la durée de vie serait :

L_1 année = $\frac{3260,59}{8\ .12\ .26}$

L_1 année= 1,306 années

Le roulement choisit à une vitesse de rotation permis de n_2 max= 8500 tr/min avec la lubrification à l'huile et avec cette même lubrification la vitesse de rotation est de n_2 = 75 tr/min donc le roulement choisit est correcte.

- Le roulement orienté pendant la rotation Bc

- **Durée de vie par million de tours :**

$\mathbf{L_1}' = (\frac{C_1}{P_1})^3$

$\mathbf{L_1}' = (\frac{32500}{2921,8})^3$

$\mathbf{L_1}'$ = 1376,25 millions de cycles.

- **Durée de vie nominale par heures :**

$\mathbf{L_{h1}}' = (\frac{10^6}{60\ n_1})(\frac{C_1'}{P_1'})^3$

$$\mathbf{L_{h1}}' = \frac{10^6}{60\,.\,75}\left(\frac{32500}{8.12.26}\right)^3$$

$\mathbf{L_{h1}}'$ = 305834,24 heures.

- **Durée de vie nominale par an :**

$$L_1' \text{ année} = \frac{\mathbf{L_{h1}}'}{8\,.12\,.26}$$

$$L_1' \text{ année} = \frac{305834,24}{8.12.26}$$

L_1' année= 122,529 années

La durée de vie est grande donc le palier B est non changeable pour le roulement Bc, et la vitesse de rotation est moins de la vitesse permis donc notre est choix est correct.

VII. 1. 3. Conclusion :

Puisque la vie des roulements choisit très grande la charge est toujours non changeable.

Sauf le roulement BT qui change chaque année étant donné que la charge axiale est grande.

Et les roulements sont :

30 BC . 01 30 KB . 02

30 BC . 04 30 KB . 23

40 BC . 03

VII. 2 Désignation des caractéristiques des arbres :

Pour orienter l'arbre 21 pendant la rotation on utilise le palier glissant car ce palier une force radial grande.

Donc on utilise des arbres en bronze HB_2 = 60 HB

VII. 2.1 La première situation :

Calcul des paliers glissant dans la limite de flexibilité de la surface

$V \leq 0.1$ m/s

$V = 40\,.10^{-3}$ m/s

Pour garantir l'emploi normal du palier on doit garantir l'espace diagonal Δ

des espaces dimensionnels correspondants.

$$\Delta \leq 2{,}87 \frac{\mathbf{da[V]^2 sup}}{\mathrm{P\ .E\ réd}}$$

Da = 30 mm : Diamètre de l'arbre tournant.

[V] sup = (0.3 à 0.5) HB_2

[V] sup= 24 MPa

P : Pression de surface.

E réd : Véritable échelle d'élongation :

$$\text{Eréd} = \frac{\mathbf{2E_1 \,.\, E_2}}{\mathbf{E_1 \,.\, E_2}}$$

$$\text{Eréd} = \frac{\mathbf{2 \,.\, 0{,}9 \,.\, 10^5 \,.\, 2{,}1 \,.\, 10^5}}{\mathbf{0{,}9 \,.\, 10^5 \,.\, 2{,}1 \,.\, 10^5}}$$

$$\text{Eréd} = 1.26 \,.\, 10^5 \text{Mpa}$$

$E_1 = \mathbf{0{,}9 \,.\, 10^5}$ **Mpa**

$E_2 = \mathbf{2{,}1 \,.\, 10^5}$ **Mpa**

$$\mathbf{P} = \frac{\mathbf{Fr}}{\mathbf{dal}}$$

- Selon les expérimentés pratiques on trouve que :

$$\frac{\mathbf{l}}{\mathbf{da}} = 0{,}8 \text{ à } 1{,}2$$

On prend :

$$\frac{\mathbf{l}}{\mathbf{da}} = 1{,}2$$

l = longueur de la gaine :

l = da . 1,2 = 30 . 1,2

l = 36 mm

Fr = 17658 N

On à quatre paliers donc :

$$P = \frac{Fr}{4,da.l}\ \frac{17658}{4,30.36}$$

P = 4,08 Mpa

Donc:

$$\Delta \leq 2,87 \frac{da[V]^2 sup}{P.E\ réd}$$

$$\Delta \leq 2,87 \frac{30.[24]^2}{4,08.1,26.10^5}$$

$\Delta \leq 0.096$ mm

Tolerance	c8	d9	d8	f9	e8	e7	f8	f7	f6
m	23	21.5	17	13	12	10.5	9	7.5	6

Pour choisir les tolérances on doit calculer le coefficient m

$$m = \frac{\Delta m.10^3}{\sqrt{da}} = \frac{0,096.10^3}{\sqrt{30}}$$

$\Delta m = \Delta$

$m = 17,25 \approx 17$

Du tableau on trouve les tolérances d8 :

Et systématiquement on prend H8/d9

d9 ⟶ da $= 30\ ^{-0.08}_{-0.142}$ L'arbre.

H8 ⟶ D $= 30\ ^{+0.39}_{-0}$ alésage.

Calcul des d'écarts :

Dmin : écart minimum = écart minimum d alésage - écart maximale de l'arbre.

$\Delta min = 0 - (- 0,08) = 0,08$

Dmax : écart maximale = écartmaximale du creux –écart minimale de l'arbre.

$\Delta max = 0.39 – (- 0,142) = 0,532$

$\Delta moy = \frac{\Delta max + \Delta min}{2} = \frac{0,532+0,08}{2}$

$\Delta moy = 0,306$

VII. 2.2 La deuxième situation :

Calcul du palier lisse dans la lubrification :

- Réalisation de la condition :

$P \leq [P]$

$P = 4,5$ MPa

Le palier du bronze : $[P] = 4$ à 6 Mpa

On distingue que la condition de la résistance est suffisante :

- Réalisation de la condition :
- $P.V \leq [PV]$

$[PV] = (4$ à $6)$ Mpa. m/s

$P.V = 4,8 \cdot 4 \cdot 10^{-3}$

$P.V = 192.10^{-4}$ Mpa. m/s

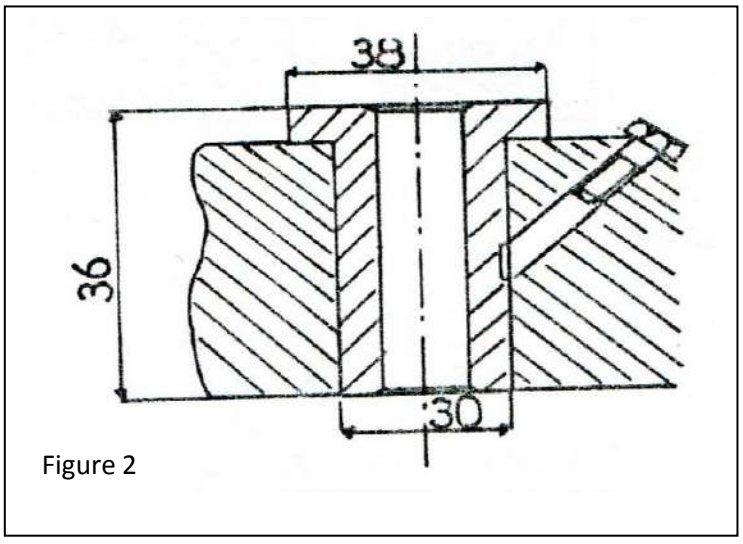


Figure 2

VII. 3 Calcul de caractéristiques des accouplements

Puisque le moteur fourni le mouvement au vis son fin on doit coupler le moteur avec le vis par un couplage et ce couplage doit être souple absorber les vibrations.

Couple de rotation de l'arbre :

$M_t = 14{,}019$ N.m

Le moteur avec frein :

Masse du moteur : M = 24,5 Kg

Hauteur du moteur h = 90 mm

Nombre des vis pour l'installation des Zb= 4

Coefficient du frottement : f = 0,2

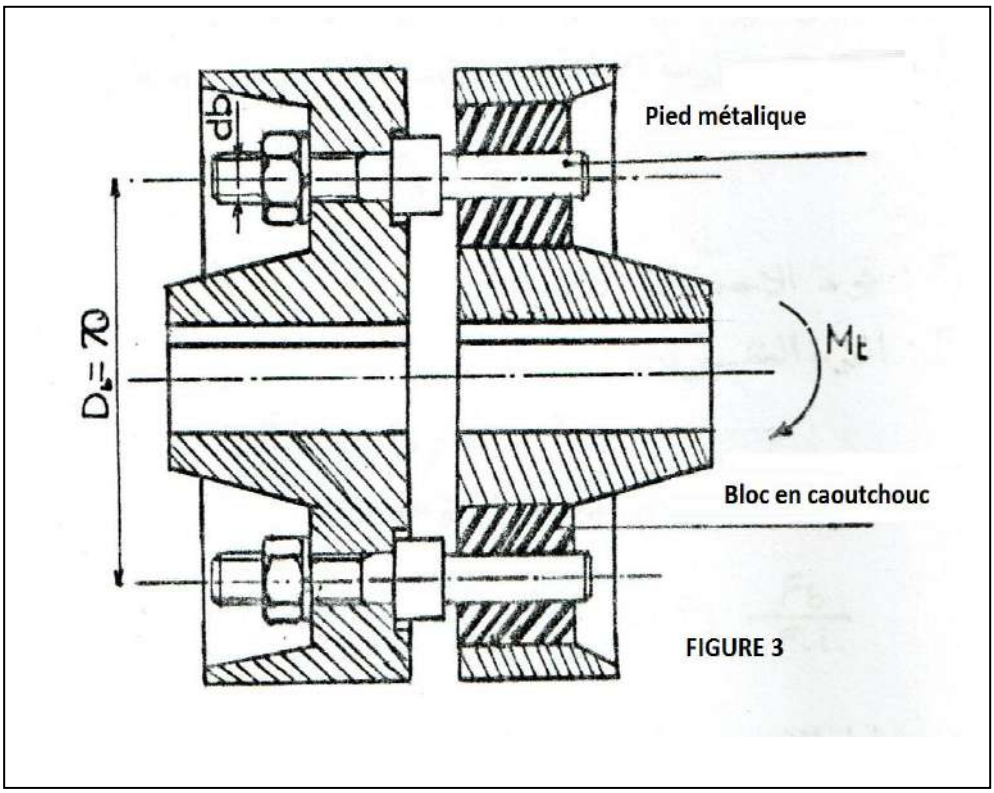


FIGURE 3

$$Fb=\frac{2Mt}{D.\ Zb}$$

$$Fb=\frac{2.14{,}019.10^{3}}{70\ .4}$$

$$Fb= 100{,}13\ N$$

La condition de résistance de la vis en cisaillement :

$$\zeta cis = \frac{4Fb}{\pi\ db^{2}} \leq [\ T\ cis\ ]$$

$$[\zeta]\ cis= 0{,}25$$

$$V_e = 180$$

$$[\zeta]\ cis= 0{,}25\ .\ 180$$

$$[\zeta]\ cis= 45\ MPa$$

L'installation des vis dans des disquesdoit être avec dégagement, dans cette situation la condition de résistance dans l'assemblage avec des vis qui donne :

$$Ff > Fb\ .Zb$$

Ff : Force de frottement horizontal

Fb : Force commun

$$Ff = f_o fi\ .Zb$$

i= 1 : nombre des plaques de réglage du dégagement.

$$f_o = Cs\ \frac{Fb\ Zb}{F\,i\ Zb} = Cs = \frac{Fb}{F\,i}$$

Cs : Coefficient de sécurité

Cs : 1,4 $\longrightarrow$ 2

$$f_o= 1{,}5\ \frac{100{,}13}{0{,}2\ .1}$$

$$f_o= 750{,}97\ N$$

Calcul de la vis durant la traction avant l'installation :

$$V_{tr} = \frac{4\,F\,c_2}{\pi\,di^2} \quad < \quad [V]_{tr}$$

Fc2 : Force calculé avant la traction :

$F_{cal} = 1{,}3\ F_o$

$F_{cal} = 750{,}97 \cdot 1{,}3$

$F_{cal} = 976{,}26$ N

$$V_{tr} = \frac{Ve}{[S]} = \frac{180}{3}$$

V_{tr}= 60 Mpa

[S] Coefficient de sécurité : **S = 3**

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot Cs \cdot Fb}{F \cdot i \cdot \pi \cdot [V]tr}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4 \cdot 1{,}5 \cdot 100{,}13}{0{,}2 \cdot 1 \cdot 3{,}14 \cdot 60}}$$

$d_1 \geq$ 4,55 m

On prend : $d_1 = 8$ mm

Vis HM8d 3.6

CHAPITRE VIII

VIII.1-lubrification :

VIII.1.1-lubrification des roulements :

Le lubrifiant permet la diminution des frottements, de réduire l'usure, d'évacuer la chaleur et aussi de remplir les jeux entre les éléments roulant et les chemins de roulement, en

Aussi les chocs dues a la variation de la charge, et protège les roulements contre la corrasion

a.- lubrification a la graisse :

La lubrification a la graisse est économique et relativement simple, mais elle n'est pas recommandée pour les hautes vitesses de rotation, elle a les avantages suivant :

.Empêche la pénétration d'impuretés

. L'étanchéité est facile a réaliser

a.- lubrification a huile :

L'huile réalise une excellente lubrification pour tous les types de roulement. Elle s'impose dans les grandes machines a haute vitesse de rotation donc a température élevée.

Avantage :

.La température maximale peut atteindre 200 C°

.Evite les échauffements si l'huile circule

VIII.1.2-procédé de lubrification :

a.- lubrification par circulation forcée :

Pour éviter un échauffement trop important des paliers, on limite le niveau de l'huile au voisinage de l'élément le plus bas.

b.- lubrification par projection :

Cette solution offre les possibilités de filtre l'huile et de refroidir les paliers, elle nécessite un moteur et une pompe pour la mise de l'huile sous pression.

C.- lubrification par projection :

Des organes mécaniques en mouvement se chargent d'huile par barbotage dans un carter ; sous l'action de la force centrifuge, l'huile est soit projetée directement sur les roulements, soit recueillie dans un larmier qui amène l'huile au roulement.

C.- lubrification par brouillard d'huile :

Pour les vitesses de rotation élevées, la meilleure lubrification est réalisée par brouillard d'huile. le brouillard d'huile est obtenu a laide d un pulvérisateur a air

Comprime. Cet air change de fines gouttelettes d'huile pénètre dans les paliers ou il lubrifie les moindres parties.

VIII.1.3-lubrification des engrenages :

Lubrification soignée et importante :

.Pour une grande vitesse : jet d'huile, c'est -a- dire lubrification et évacuant la chaleur

. Pour une fiable vitesse soit barbotage dans l'huile ou graissage.

Pour notre rendement, la vitesse de rotation et moyenne, donc on utilise la lubrification a l'huile en utilise un bain de l'huile

VIII.1.4-Choix de l'huile pour la lubrification :

La viscosité est une propriété particulièrement importante car elle influe sur la valeur du film d'huile entre les dentures. Lorsque la viscosité augmente du fait de l'augmentation de l'épaisseur du film d'huile, le coefficient de frottement diminue.

L'huile qui sera choisie doit avoir une viscosité calculée pour les basses et moyennes vitesses tangentielles a partir du graphe

$$\boldsymbol{v = \frac{67500}{\left[\frac{(10\ vt.d)i}{i+1}\right]^{0,6}}}$$

v **:**Cst

$\boldsymbol{vt}$ **:** La vitesse tangentielle en daN

$\boldsymbol{i}$ **:** Rapport d'engrenage Z_2/Z_1 .

$\boldsymbol{d}$ **:** Diamètre primitif.

Pour les basses et moyennes vitesses tangentielles en utilise L'équation suivent

$v = f(^{k}/_{vt})$.

$k = \left(\frac{Ft}{bd}\right)[(i+1)/i.$

k : Facteur de pression superficielle

Ft: Effort tangentielle

b : Langueur primitive du pignon

vt **:** La vitesse tangentielle en daN

i **:** Rapport d'engrenage Z_2/Z_1.

Conclusion

Conclusion

Lors de notre étude théorique computationnelle des différentesparts de banc d'essai, puis s'appuyer sur le choix formel de certains comme les vis d'installation, alors que les autres éléments ont été recueillis par le calcul.

Pour cela, on trouve une légère différence dans les éléments calculés et les éléments choisis comme les caractéristiques de la roue dentée, et cela est dû au rendement saisi dans la méthode de calcul.

La lubrification : (09) arbres spirales sont lubrifié, (51) manuellement par vaporisation.

Le cout : L**e** cout de banc d'essai est bon, cela est grâce aux moyens existants au niveau de l'unité comme les moteurs (5) et (4).

Fabrication : Ce fait au niveau de l'unité car il existe deux puits pour expérimentation seulement.

En abordant la problématique, Nous avons remarqué qu'il y a deux problèmes principaux :

1- **Problème de sécurité :** est causée par la méthode primitive d'apprivoisement des pompes immergées, et qui expose les travailleurs et le matériel au danger permanent.
2- **Le temps :** on sait que le temps joue un rôle important lors du processus de fabrication.

Ainsi que d'autres problèmes qui ont été abordés au chapitre : Problématique.

On a suggéré une solution de créer un banc d'essai portable qui élimine les imperfections et qui rend possible de dresser le plus grand nombre possible des pompes.

Selon la solution suggérée par un simple calcul on atrouvé que le nombre des pompes dressé atteint 12 pompes, et c'est un bon gain pour banc d'essai suggéré, en vue que la durée de vie de banc d'essai est très longues.

Car banc d'essai ne fonctionne pas lors du fonctionnement des pompes au terrain de dressage car il joue le rôle du support pendant 3 minutes, après il s'arrête et joue le rôle du support pour les pompes.

Les éléments d'assemblages ont été chois à partir des tableaux régulières :

Les éléments	Désignation	Matière	Référence
Vis d'installation (22)	HM 16.20	XC25	[1]
Vis écrou (24)	M.30	XC25	[13]
Anneau de support (25)	M.30	XC25	[13]
Vis d'installation du moteur (26)	M 12.25	XC25	[1]
Vis d'installation de l'écrou (18) (27)	HM 12.20	XC25	[1]
Vis de lubrification (29)	M10.12	XC25	[1]
Anneau flexible (30)	25X.1.2	XC25	[14]
Anneau de support (31)	M16.	XC38	[14]
Vis d'installation du couvercle (32)	HM 16.20	XC42	[1]
Vis d'installation de la plaque (34)	HM 16.20	XC42	[1]
Vis d'installation du support	HM 12.20	XC25	[13]
Vis d'installation du réducteur (38)	HM 16.25	XC25	[13]

Bibliographie

Bibliographie :

1-Précis de construction mécanique (Tom I II et III) D. SACQUEPEY et D. SPENELE, Paris, 1989.

2 – Technologie de construction mécanique : (Tomes I et II) ; M. Norbert et R Philippe, Paris, 1988.

3- Construction mécanique éléments de technologie (Tomes I et II et III et IV) G. LENORMOND ; R MIGNEE et J. TINEL, Paris 1985.

4 – Aide-mémoire de l'élève dessinateur et du dessinateur industriel) M. Norbert et R. Philippe, Pairs 1988.

5 – Formulaire technique de mécanique générale, J . Muller 1989.

6 – Construction des éléments de machines. BOICOV. Moscow, 1988.

7 – Eléments de machines M MOLNINE, Moscow, 1988.

8 - Eléments de construction a l'usage de l'ingénieur (TomVI) ; F.BERNARD A.L TOURANCHERU.

9 – Catalogue POVAL, Unité de pompe BARAKI.

10 - المضخات الهيدروليكية – محمود عبد العزيز

11-Les Moteurs électriques, Unité de pompe POVAL.

12- Catalogue Générale des poutres POVAL

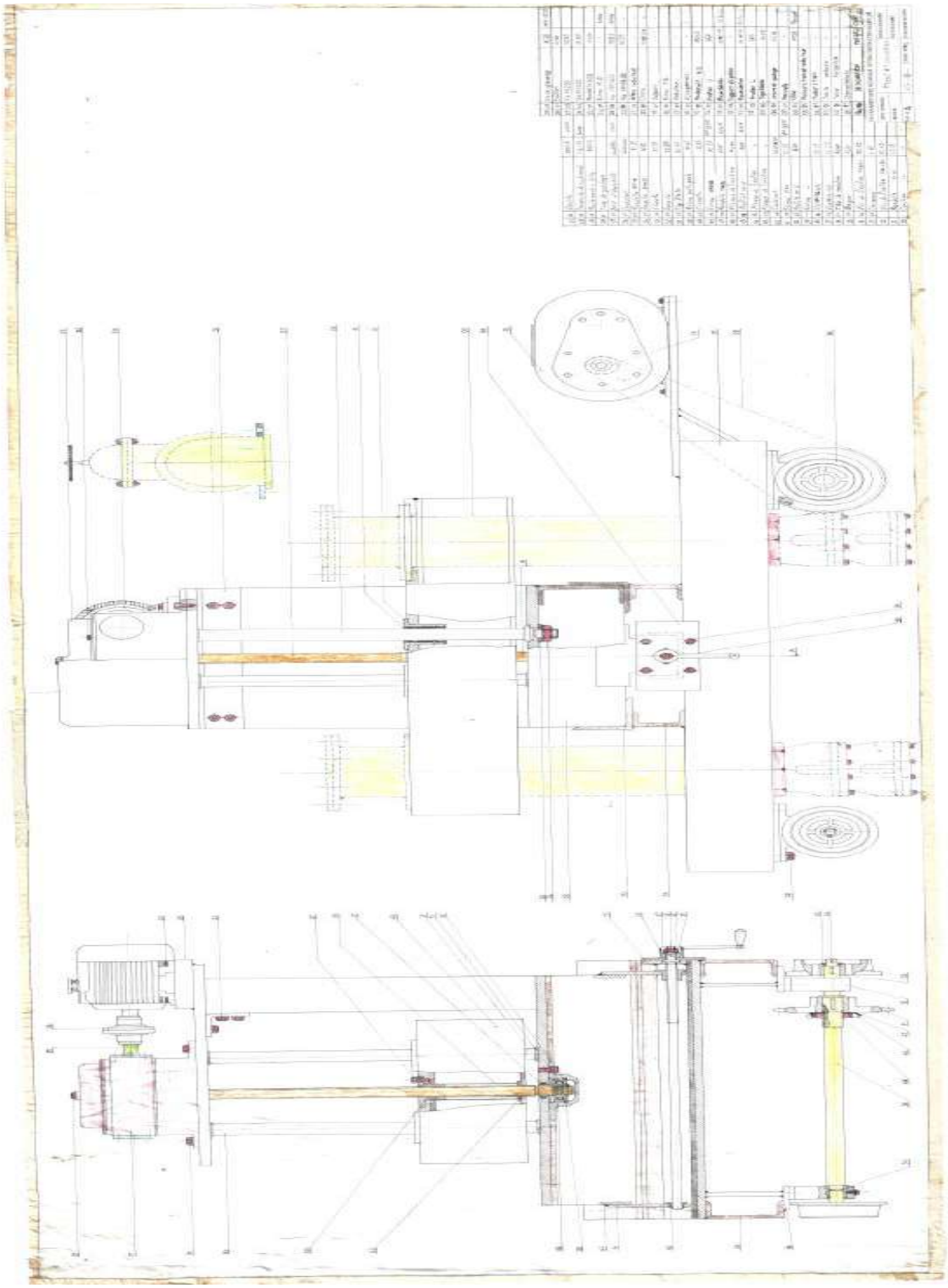
Résumé :

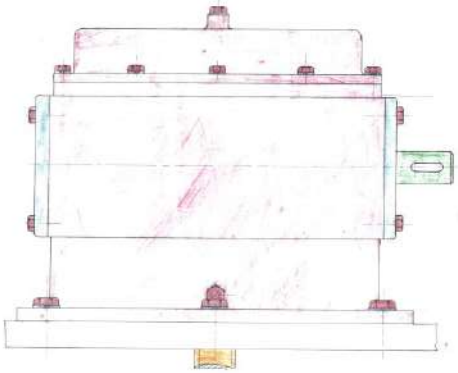
Lors de notre étude du calcule théorique des déférents composants de banc d'essai, le système était dépendant de la sélection de certains d'entre eux, comme les vis de fixation.

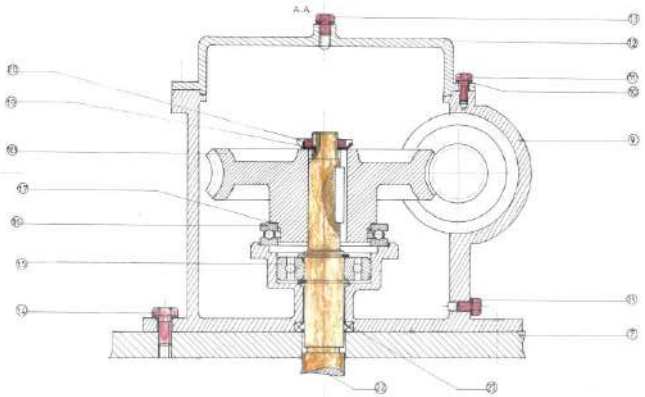
Quant aux autres éléments, ils ont été trouvé par calcul, pour cela nous constatons une légère différence entre les éléments calcules et les éléments sélectionnés, Les arbres filetés 09 et 52 sont huiles manuellement par pulvérisation.

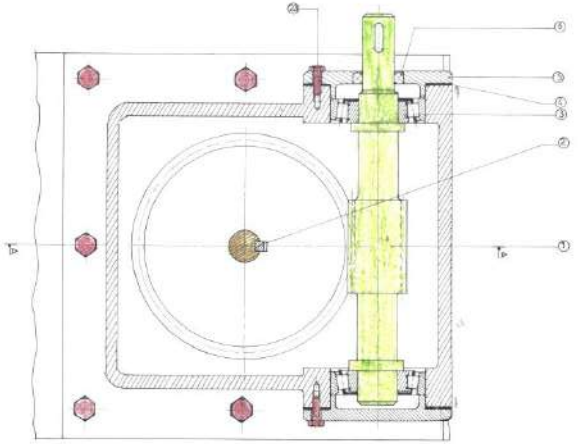
Le cout de conception de banc d'essaiest bon,

ANNEXES









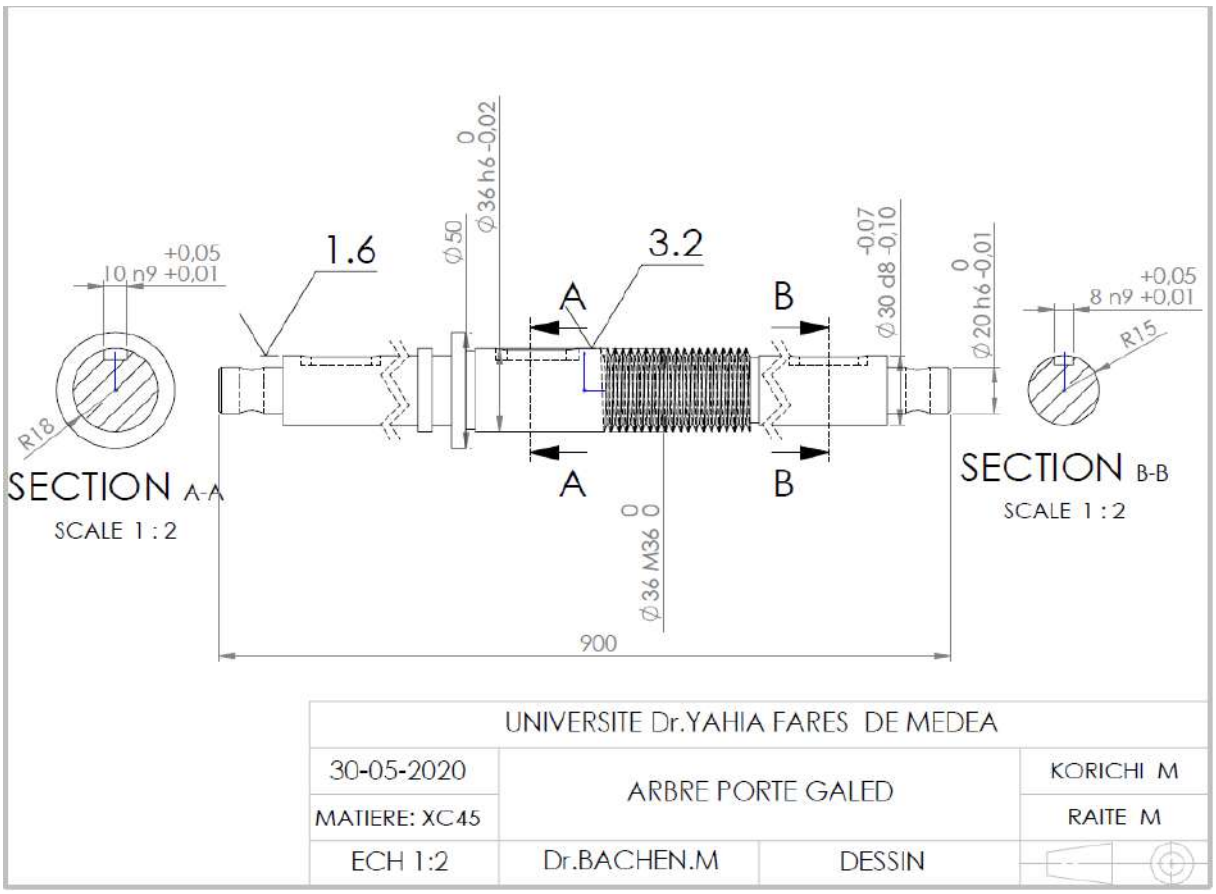
23	06	Vis de fixation	XC 38	Achetée
22	01	Tige Filetée	XC 48	Achetée
21	01	Joint à double lèvre	Caoutchouc	✓
20	01	Ecrou KM	XC 25	✓
19	01	Rondelle frein MB	Acier	✓
18	01	Roue dentée	Cu Al Fe	NP 58 08
17	01	Cale de Réglage		
16	01	Butée T.A.	100C6	Achetée
15	01	Roulement BC	100C6	✓
14	01	Vis de fixation	XC 38	✓
13	01	Vis de graissage	XC 38	✓
12	01	Couvercle	FGL 35	Moulage
11	02	Vis de fixation	XC 25	Achetée
10	01	Rondelle	Acier	Achetée
9	01	Couvercle	FGL 15	Moulage
8	01	Vis de graissage	XC 25	Achetée
7	01	Tôlupoint	XC	
6	01	Joint à double lèvre	Caoutchouc	Achetée
5	02	Couvercle	FGL 15	Moulage
4	02	Joint		
3	02	Roulement KB	100C6	Achetée
2	01	Glissière	XC 38	
1	01	Vis Sans Fin	XC 35	
		DESIGNATION #	MATIERE	OBSE.

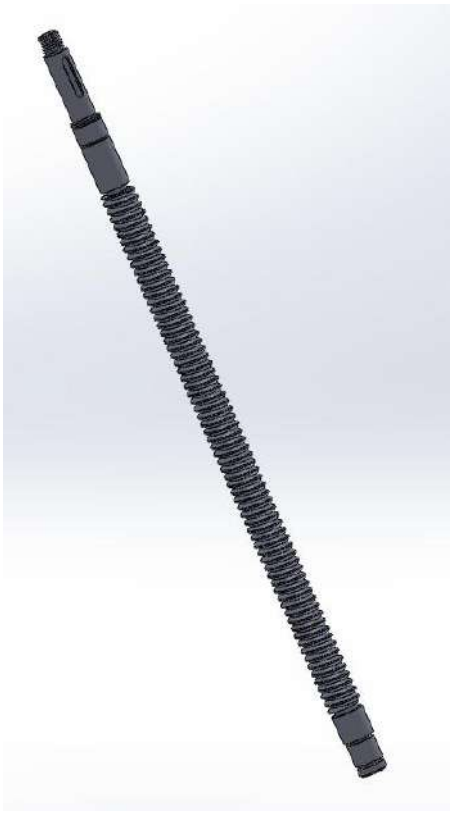
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE OPTION: CONSTRUCTION MECANIQUE

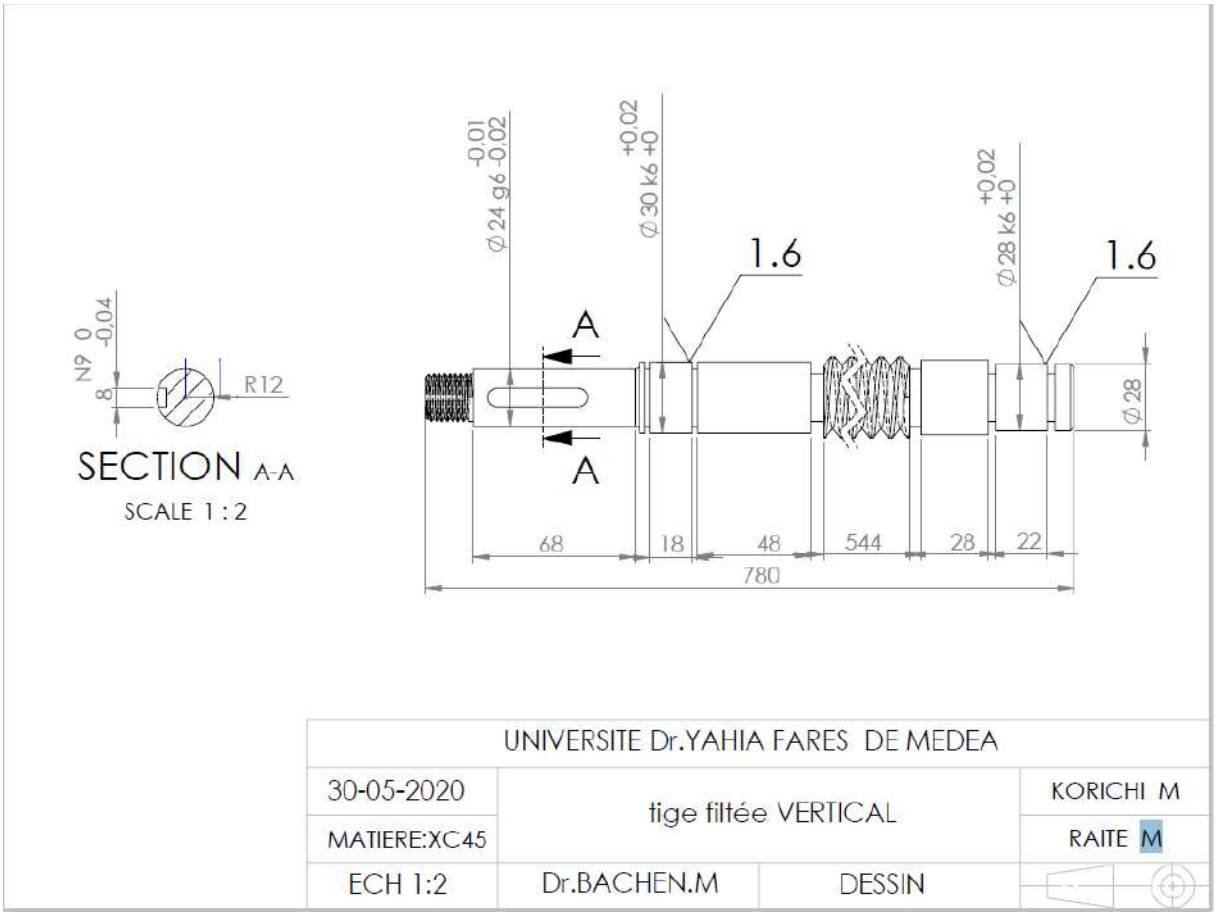
DATE 02/06/2008	REDUCTEUR VITESSE N°1/1	KORICHI ANWAREK
MOTEUR FGL 15		RAITE MOHAMED
ECH 1/1	DESSIN N°01	D MECHENE MOURAD



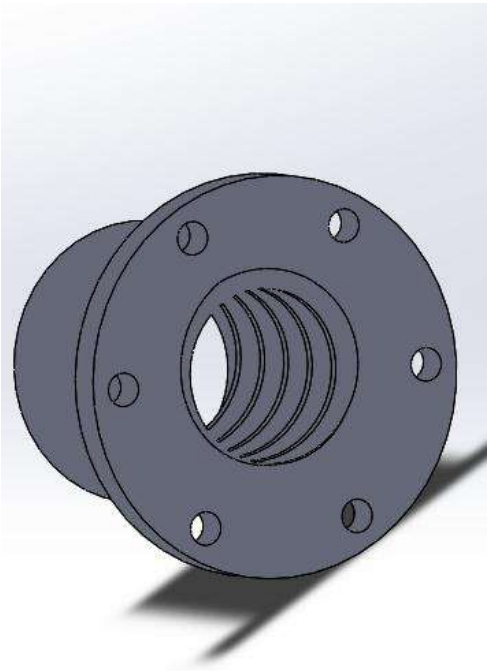
ARBRE PORTE GALED

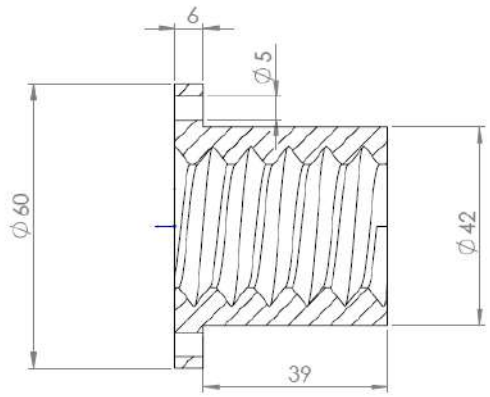






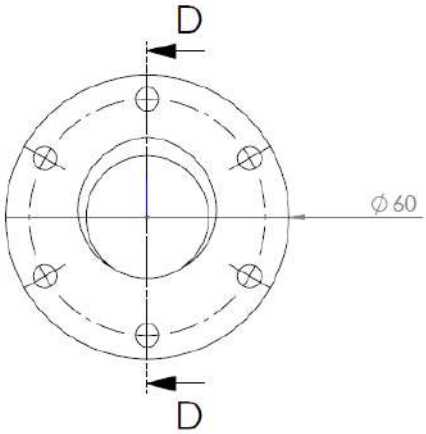
UNIVERSITE Dr.YAHIA FARES DE MEDEA			
30-05-2020	tige filtée VERTICAL		KORICHI M
MATIERE:XC45			RAITE M
ECH 1:2	Dr.BACHEN.M	DESSIN	





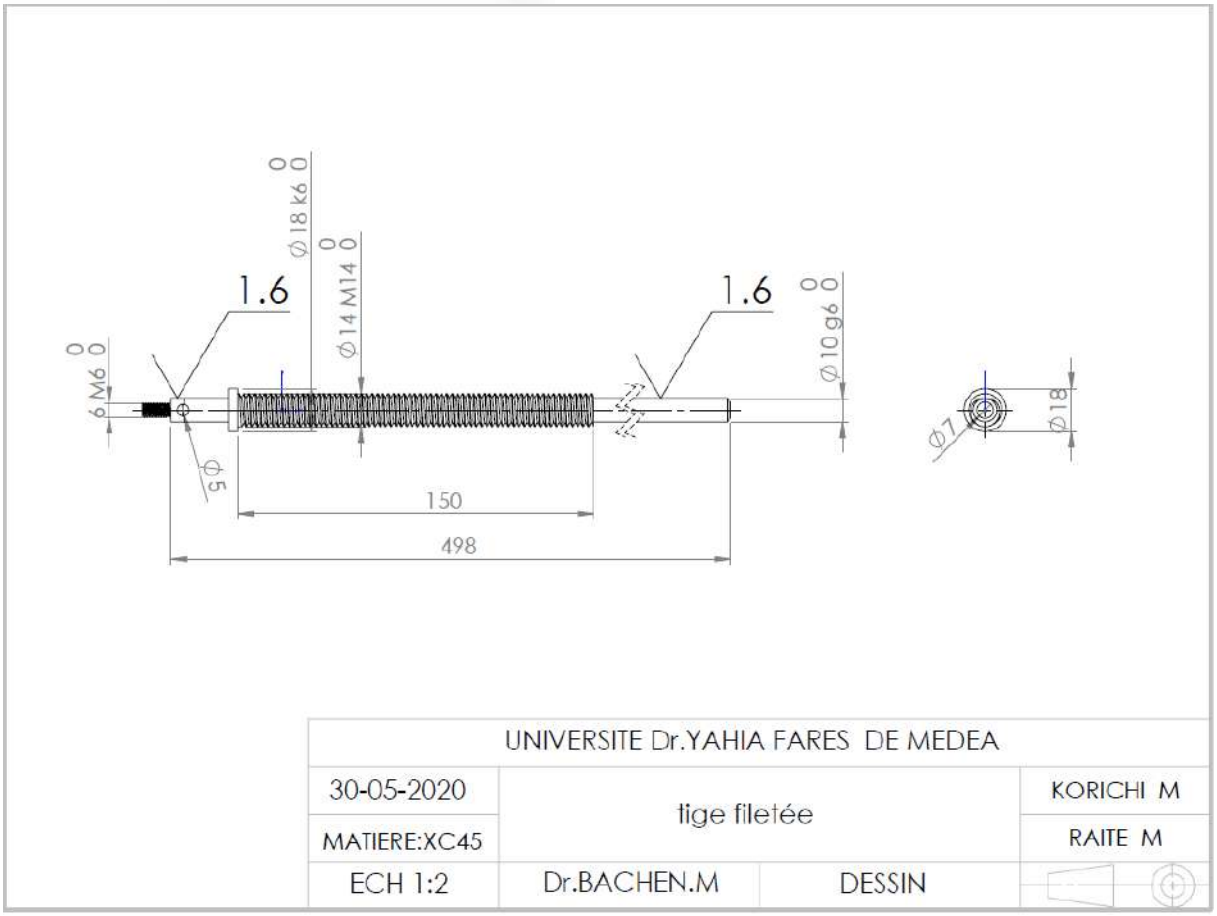
SECTION D-D

SCALE 1 : 1

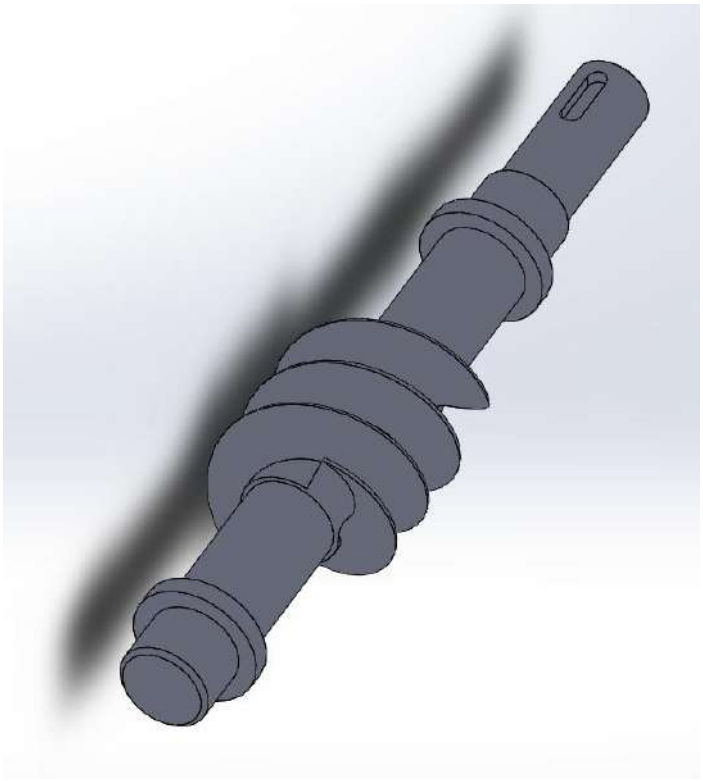


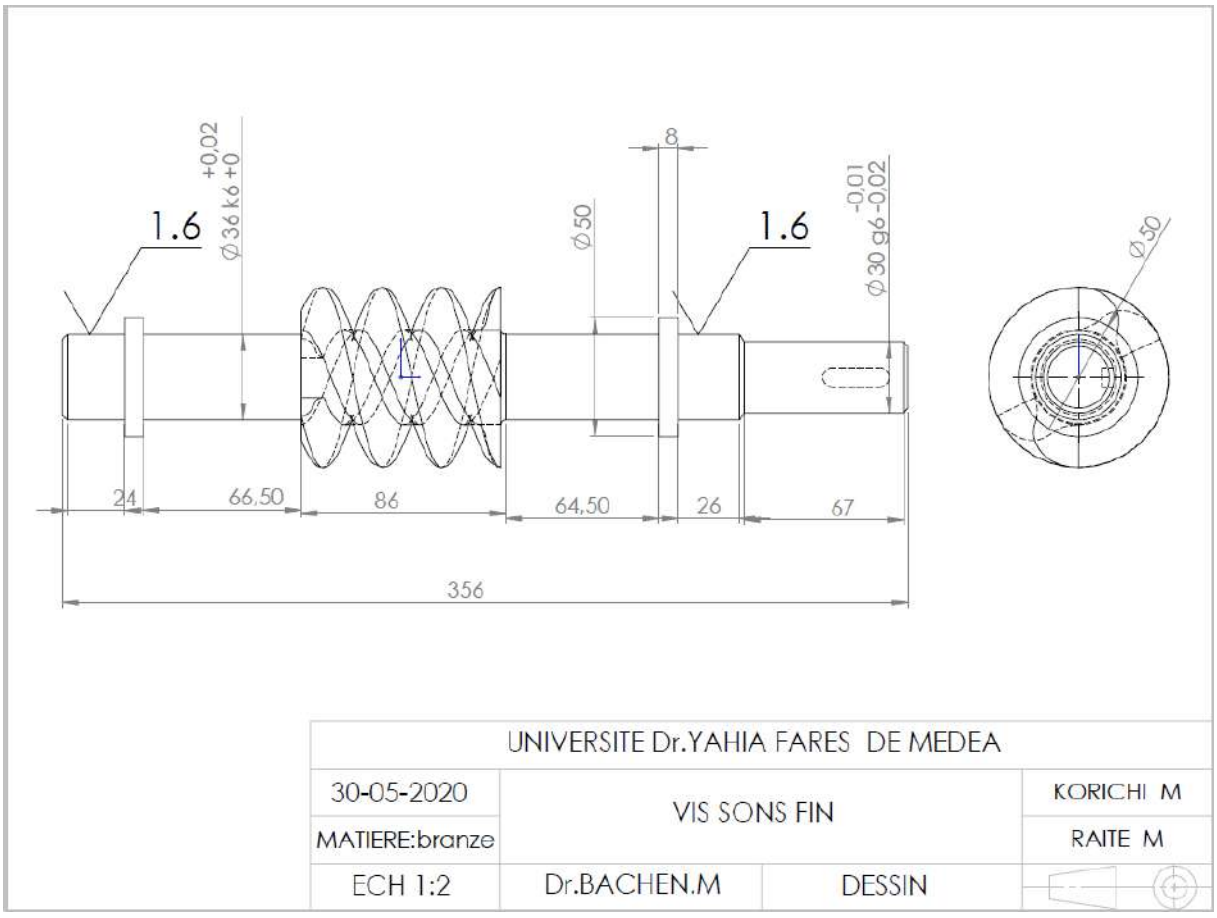
UNIVERSITE Dr.YAHIA FARES DE MEDEA			
30-05-2020	ECROU M34		KORICHI M
MATIERE:XC45			RAITE M
ECH 1:2	Dr.BACHEN.M	DESSIN	



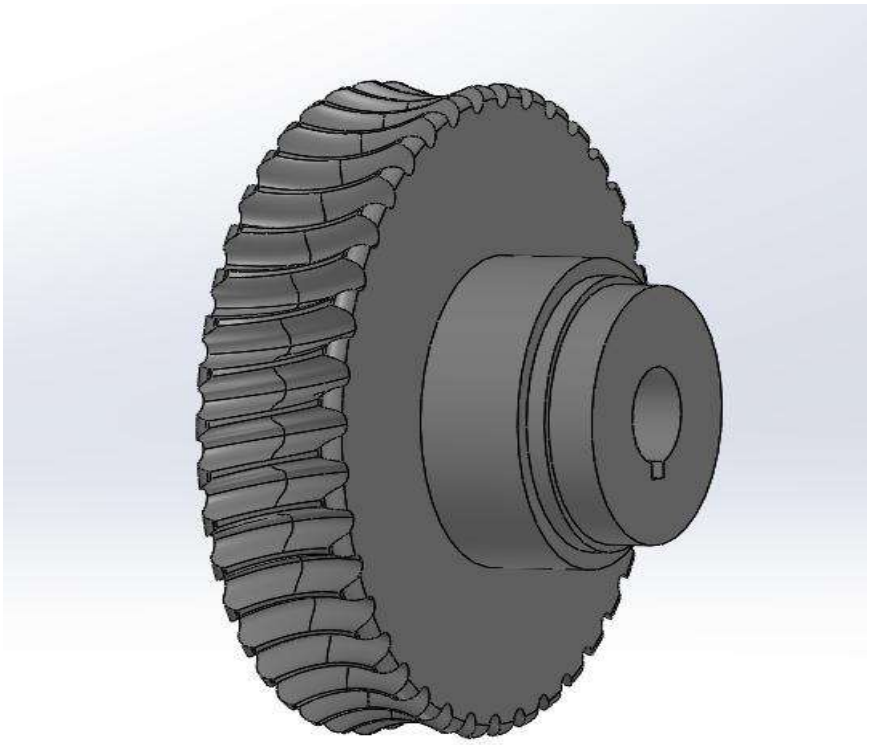


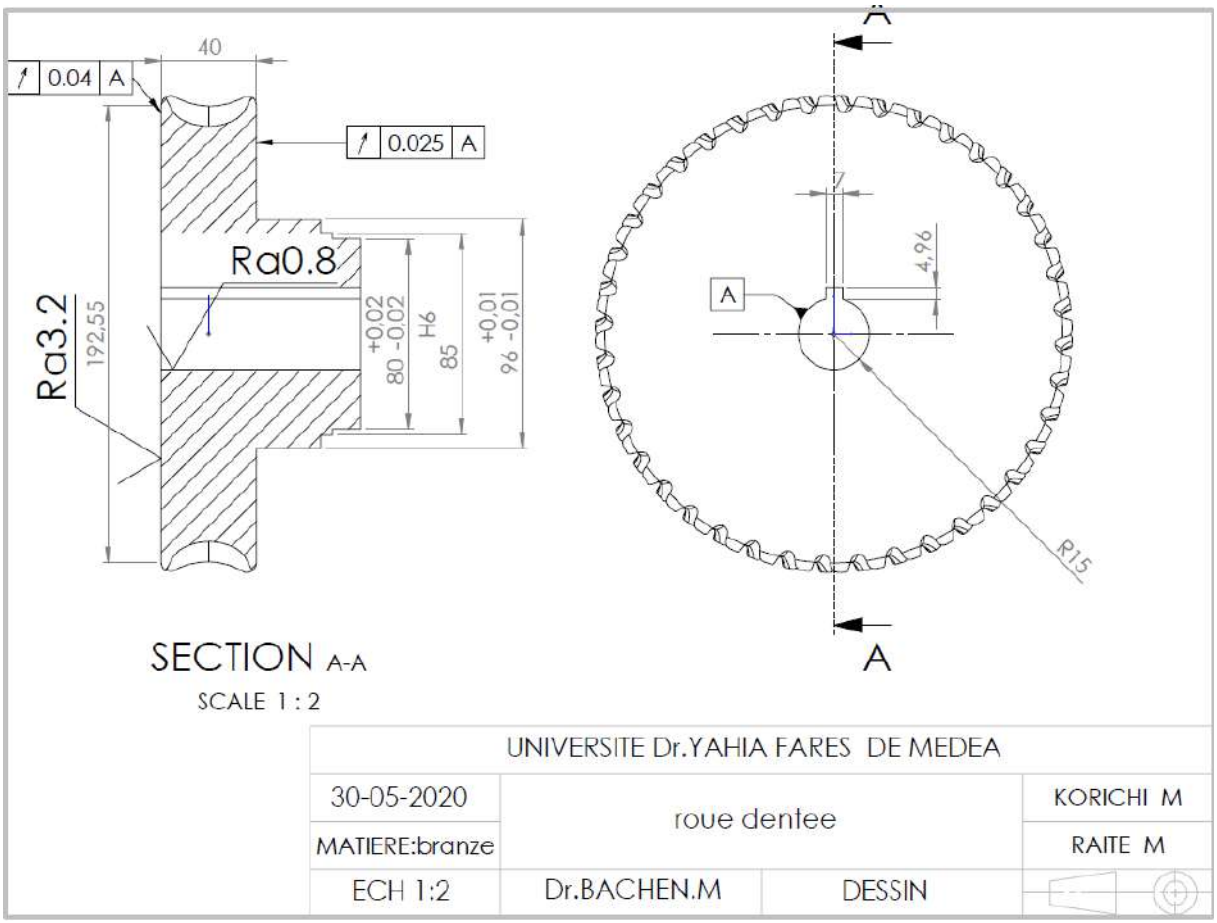
UNIVERSITE Dr.YAHIA FARES DE MEDEA			
30-05-2020	tige filetée		KORICHI M
MATIERE:XC45			RAITE M
ECH 1:2	Dr.BACHEN.M	DESSIN	





UNIVERSITE Dr.YAHIA FARES DE MEDEA			
30-05-2020	VIS SONS FIN		KORICHI M
MATIERE:branze			RAITE M
ECH 1:2	Dr.BACHEN.M	DESSIN	





UNIVERSITE Dr.YAHIA FARES DE MEDEA			
30-05-2020	roue dentee		KORICHI M
MATIERE:branze			RAITE M
ECH 1:2	Dr.BACHEN.M	DESSIN	

Rendement des couples cinématiques différents — Tableau N°4

Type du couple cinématique			η
Engrenages	cylindriques	fermés	0,97 à 0,99
		ouverts	0,94 à 0,96
	coniques	fermés	0,96 à 0,98
		ouverts	0,93 à 0,95
Engrenages à vis sans fin avec nombre de filets de la vis sans fin z1		z1 = 1	0,70 à 0,75
		z1 = 2	0,75 à 0,82
		z1 = 3	0,82 à 0,87
		z1 = 4	0,87 à 0,92
transmissions par courroies		plates	0,96 à 0,98
		trapezoïdales	0,95 à 0,97
transmissions par chaines			0,92 à 0,97
Roulements (une paire)			0,99 à 0,995
Paliers lisses (une paire)			0,95 à 0,98
Accouplements		rigides	0,995
		élastiques	0,98 à 0,99
		à engrenages	0,97 à 0,98

UNITE POMPES BERROUACHIA
SERVICE MONTAGE POMPES
– BANC D'ESSAI POMPES

RAPPORT D'ESSAI (2)

COMMANDE INT. N°
FABRICATION N° 7660054

MOTEUR TYPE

POMPES TYPE BGM 18

P.U	K'I	TP	U(V)	Tr/mn	H	M/H	HM	Nbre DE ROUES	Forme DES ROUES	Ø
CV 28	21	45	380	2900	50	42 / 700 min	112	07	B / F	

ISOLEMENT

EAU AIR	A FROID	A CHAOUD	BRANCHEMENT
VERS LA MASSE			
ENTTRE PHASE			

P (BAR)	H (M)	HMT (M)	Q M/h	P.U WATT	K W1	K W2 = 570	PA WATT	U (V)	K 1,5	TOTAL	W1
11,52	2	119,504	33		10	24		380	23	34,5	
10,86		112,774	36		10	25			24	36	
9,5		98,90	42		12	26			25	37,5	
8		83,6	48		12	27			26	39	
6,35		66,77	54		13	28			27	40,5	

NOTES

DATE	15 05 2
M ET P	
VISA	
RESPONSABLE	

BORDEREAU DES ELEMENTS VARIABLES INDIVIDUELS

NOM / PRENOM : Berkane AEIC

MOIS 05

ENTR.	MATRICULE
41 0	0531820

DEM.- PAIE

PERIODE

MM	AA
05	20

PRESENCES	
ENTREE/SORTIE	EN JOURS
	18

ABSENCES					
INTEMPER		PAYEE		NON PAYEE	MALADIE
				2,700	1,80

CONGE			HEURS SUPPLEMENTAIRE				
RECUPER.	EVEN.FAM	PAYE	RECUPER.	0%	50%	75%	

PRIMES ET RETENUES

CODE	NBRE OU BASE	TAUX	MONTANT	SIGNE

Des accouplements à tranches et à tampons élastiques.

Tableau 1

De	L	l	D_o	Broches		Tampons		Filetage	Z	[n] , tr/m
				dEr	lEr	dt	lt			
80	84	40	58	10	19	19	15	M8	4	6300
100	104	50	63	10	19	19	15	M8	6	5600
20	125	60	84	14	33	27	28	M10	4	4750
40	185	80	100	14	33	27	28	M10	6	4000
70	215	110	120	14	33	27	28	M10	6	3350
190	220	110	140	18	42	35	36	M12	8	3000
220	250	140	170	18	42	35	36	M12	10	2650
250	280	140	190	24	50	45	44	M16	10	2240
620	320	170	242	30	66	56.5	56	M24	10	1800

Rapports de transmissions :

Tableau 2

Types de transmission		u	U max
Engrenages	Cylindrique	2.5 à 6.3	12.5
	coniques	2.0 à 4.0	6.3
Engrenages à vis sans fin		10 à 50	100
Transmission par ferries	Péchâtes	2.0 à 3.0	5.0
	Trapézoïdales	2.0 à 4.0	6.3
Transmission par étanches		3.0 à 5.0	8.0

.

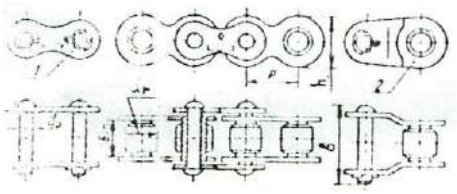
Tableau d'information pour le calcul des transmissions par chaine à rouleaux

Paramètres calculés des chaines simples à rouleaux (en le numérateur)

Et de celles doubles (en le dénominateur)

Tableau 5

Pas P mm	Bin, mm	d_{o3} mm	dr_1 mm	h_1 mm	B_1 mm	Q, kN	Q Ky/m	Aap mm^2	$[n_1]\ \frac{tr}{mm}$ (ver Z, >15)
9.525	5.72	3.28	6.35	8.5	17/-	9.1/-	0.45/-	28.1/-	1500
12.7	7.75	4.45	8.51	11.8	21/35	18.2/31.8	0.75/1.4	39.6/105	1250
15.875	9.65	5.08	10.16	14.8	24/41	22.7/45.4	1.0/1.9	54.8/140	1000
9.05	12.7	5.96	11.91	18.2	33/54	31.8/72.0	1.9/3.5	105.8/211	900
25.4	15.88	7.95	15.88	24.2	39/68	60.0/113.4	2.6/5.0	180/359	800
31.75	19.05	9.55	19.05	30.2	46/82	88.5/177.0	3.8/7.3	262/524	630
38.1	25.4	11.12	22.23	36.2	58/104	127/254	5.5/11.0	394/788	500
44.45	25.4	12.72	25.4	24.4	62/110	172.4/345	7.5/14.4	473/946	400
50.8	31.15	14.29	28.58	48.3	72/130	227/545	9.7/19.1	646/1292	300



Nota : On prend $[n_1] = 1{,}3\ [n_1]$ tab_2

r la charge calme.

Pression admissibles [Pa] ,MPa dans les articulations ' en le numérateur) et les coefficients de sécurité [S] (en le dénominateur) des chaines à rouleaux (pour Z_1 - 17)

Tableau 6

n_1 tr/min	Pas de la chaine (en mm)								
	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75	38.1	44.45	50.8
50	49/7.0	46/7.1	43/7.2	39/7.2	36/7.3	34/7.4	31/7.5	29/7.6	27/7.6
100	40/7.2	37/7.3	37/7.4	31/7.5	29/7.6	27/7.8	25/8.0	23/8.1	22/8.3
200	32/7.4	29/7.6	27/7.8	25/8.0	23/8.3	22/8.6	19/8.9	18/9.2	17/9.5
300	28/76	26/7.9	24/8.2	22/8.4	20/8.9	19/9.4	17/9.8	16/10.3	15/10.8
500	24/8.0	22/8.5	20/8.9	18/9.4	17/10.2	16/11.0	14/11.8	13/12.5	-/-
750	20.5/8.6	19/9.3	17/10.00	16/10.7	15/12.0	14/13.0	13/14.0	-/-	-/-
1000	18/9.2	17/10.0	16/10.8	14/11.7	13/13.3	12.5/15.0	-/-	-/-	-/-
1250	17/9.6	16/10.6	15/11.6	13/12.7	12/14.5	-/-	-/-	-/-	-/-
1500	16/10.5	15/11.5	13.5/12.5	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-	-/-

Nota : 1 Si $Z_1 \neq$ [pa] = ($1 + \frac{Z^1-17}{100}$) [Pa] tabl

2 pour la chaine double : [Pa] = 0.85 [Pa] , ($1 + \frac{Z^1-17}{100}$)

PIECES DE RECHANGE DES POMPES IMMERGEES

DESIGNATION	N° rep.	Nombre de pièces par produit	BGN 18				XNC 14				XNC 18			
			Numero reference	1 an de service	2 ans service	5 ans service	Numero reference	1 an service	2 ans service	5 ans service	Numero reference	1 an service	2 ans service	5 ans service
Arbre de pompe	16	1 ***	7133524			+	7133524			+	4224373/4390354			+
Bague d'usure	21	n	7669617		+	+	7669615		+	+	4669624		+	+
Chemise d'arbre coté aspir	24	1	4161054	+	+	+	4161030 •		+	+	4161051		+	+
Chemise entretoise	47	n	—				4161050		+	+	4161051		+	+
Chemise d'arbre sous cau	42	(1)	4161056			+	—				—			
Cloche antisable	39	1	—				7661035		+	+	7661146		+	+
Coussinet coté refoulem.	13	1	7662347	+	+	+	7662347 •	+	+	+	7662404	+	+	+
Coussinet coté aspiration	25	1	4662623	+	+	+	7662422		+	+	6259429		+	+
Coussinet intermediaire	41	(1)	4662623			+	—				—			
Crepine d'aspiration	28	1	4220773			+	6228020			+	4220773			+
Douille d'étanes	19	n	7669200		+	+	6800032		+	+	6259429		+	+
Filtre (de purge d'air)	83	1	61388829		+	+	5220016		+	+	61388832		+	+
Joint torique	22	n+1	5841195	+	+	+	—				—			
Protege cable	35	1 **	4224654		+	+	a)		+	+	4224373		+	+
Ressort de soupape	383	1	—				—				6639052			+
Roue	20	n *	7690426		+	+	A 7390303			+	4390347			+
"							B 7661052			+				
"							D7390301			+				
Siège de soupape	3	1	6886027		+	+	6886027		+	+	6886047		+	+
Soupape du clapet de ret	4	1	7606227			+	7606227			+	7697453			+

n — nombre d'étage
• — nombre 2
( ) — pour plus que 10 roues
* — préciser le type de matière de la roue (fonte, bronze)
** — pour demarrage direct et resistance statorique Q=1, pour demarrage indirect Q=2
*** — préciser le nombre d'étages

a) XNC 14/6 — 4224506 XNC 14/14 - 4224514 + 4224502
/ 7 — " 07 / 15 — " " 03
/ 8 — " 08 / 16 — " " 04
/ 13 — " 13 / 22 — " " 10