

POMPE
A
CHAINE POUR
L'IRRIGATION

Mbaya WADE

4^e Année

Genie Mecanique

1980

REMERCIEMENTS

Je remercie très chaleureusement mon directeur de
Projet M^r Maurice DEMARQUEST pour son entière
disponibilité, sa participation constante qu'il a su toujours
mener pour la bonne réalisation de ce Projet.

Mes remerciements vont aussi vers M^r Vinh et M^r Youssef
professeurs du département génie Mécanique, qui ont
bien voulu apporter des enseignements nécessaires à cette
étude.

Enfin je remercie également tous ceux qui ont contribué
de près ou de loin pour la bonne réalisation de ce Projet.

SOMMAIRE

Notre Conception de réalisation de Pompe est étudiée comme suit :

1^{ère} Partie

Preliminaire : Fixation des éléments de base avec les données recueillies auprès des Institutions concernées

2^{ème} Partie

Calcul des dimensions des éléments constitutifs

La Pompe

3^{ème} Partie

Analyse de la Pompe au point de vue

Energetique

En Résumé, comme résultats obtenus nous disons que notre pompe, dans les conditions de design, peut débiter 1 litre d'eau par seconde soit 3600 litres / heure en développant une puissance de 5 ch ; un résultat donc non négligeable en matière d'Irrigation

TABLE DES MATIERES

	<u>Pages</u>
- Introduction	1
- Cahier de Charges	2
<u>Première Partie</u>	3
- Détermination de la distance entre Pistons	4
- Dimensionnement du Puit	5
- Dimensionnement du Tuyau	6
- Calcul de la Force de traction	7
<u>Deuxième Partie</u>	14
- Arbre de Transmission	16
- Le tuyau pour la Montée de l'eau	20
- Les Roulements à billes	21
- Les Paliers	24
- La chaîne munie de pistons	25
- La chaîne de Transmission	28
- Le Roue d'Inertie	32
- La Poulie	33
- Les Pistons	34
- La Manivelle	36
- La Force de Traction dans le tuyau	39

- Les Accusaires	42
<u>Troisième Partie</u>	43
- Energie acquise par le système en régime permanent	44
- La Puissance de la Pompe	52
- Analyse de la variation de la hauteur d'élévation en fonction du débit pour différentes forces appliquées	54
- Conclusion	60
- Discussion	62

INTRODUCTION

Fabriquer un outillage simple, robuste et Pratique, Occasionner quelques techniques simples en milieu rural, tels sont les objectifs fixés dans notre étude d'une Pompe à chaîne destinée à l'irrigation.

Depuis l'Antiquité on a employé successivement le levier à contrepoids, le poulie, les Treuils et enfin les machines rustiques telles que les Chapelits, la Noire, les roues à godets ou à palettes, le vis d'Archimède et c...

La plupart des habitants du monde vivent dans des villages. Autour de ces villages s'étalent des exploitations agricoles qui nourrissent les nations et contribuent à leur développement économique.

Ainsi toute amélioration apportée aux conditions de vie et de travail des villageois profite à l'ensemble de la population.

CAHIER DE

CHARGES

Le Principe general du marche de notre pompe nous oblige à certaines contraintes à savoir que l'effort moyen qu'un homme peut fournir ne doit pas exceder 10kgF et puis notre design impose que la pompe fonctionne de telle sorte que la chaîne ne puisse tourner dans le sens contraire à celui de l'elevation de l'eau.

L'operateur tournera la manivelle et si l'ensemble atteint une certaine vitesse, il pourra laisser sans danger l'appareil fonctionner pendant un certain temps.

PREMIERE PARTIE

Preliminaires

La détermination de la Force de Traction pour soulever l'eau reste l'élément de base pour le design de notre système. nous sommes donc obligés au départ :

- D'étudier l'écoulement de l'eau qu'on souleve
- Dimensionner la hauteur de la nappe phréatique
- Dimensionner notre Puit.

X?

En fait toutes ces données entrent dans le calcul préliminaire qui permettra par la suite de faire l'étude détaillée complète de notre système.

↳ Determination de la distance entre Pistons

Pour cela.

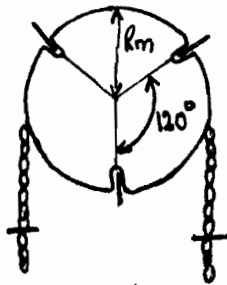
nous partons du fait que nous mettons des gorges autour de la poulie en Torte pour avoir un entraînement positif.

Nous faisons qu'à chaque instant la chaîne couvre un angle de 180° . Ceci donc nous amène, pour avoir deux pistons en prise sur la poulie, à choisir un angle d'ouverture entre pistons inférieur à 180° soit 120°

Nous avons 3 pistons pris sur la Poulie au maximum

et 2 pistons pris sur la Poulie au minimum

Nous avons la configuration suivante :



Si nous prenons pour $R_m = 15 \text{ cm}$ et

la distance entre piston sera $X = \phi R = \frac{2\pi}{3} \times 15 = 31,4 \text{ cm}$

Nous prenons une épaisseur de piston = 5 mm

Avec deux piston on prise avec $d_{em} = (5 \times 2) \text{ mm}$

On prend aussi 1 mm de jeu de chaque côté des pistons

$$d'ce \quad X = 31,4 - (1 + 0,1 \times 4) = 30 \text{ cm}$$

La distance entre pistons est 30 cm

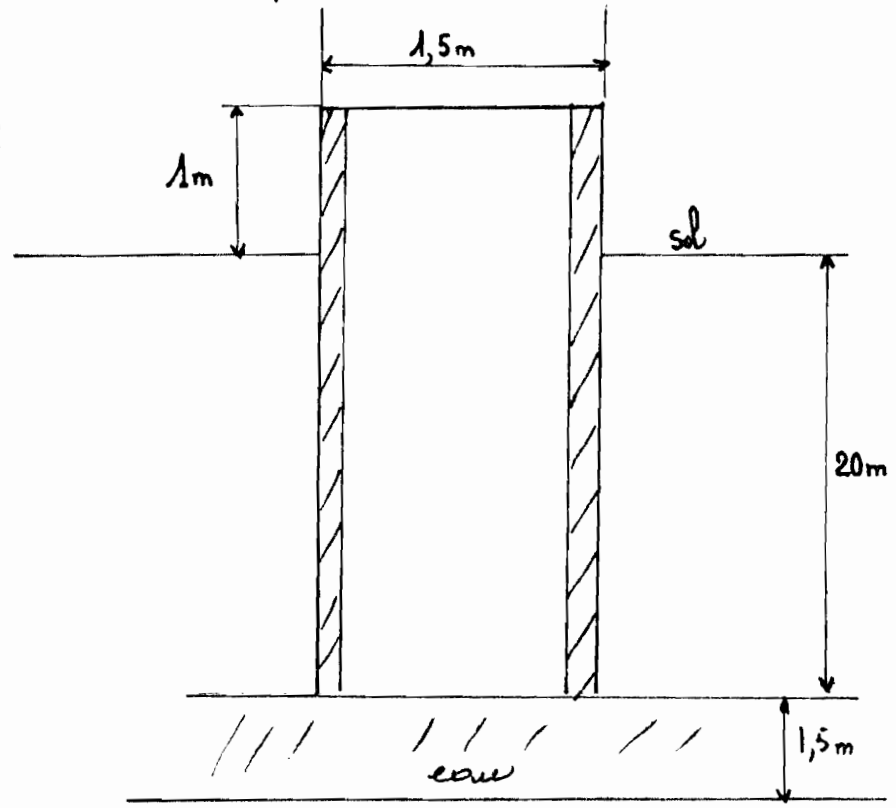
Dimensionnement du Puit

Les Renseignements pris :

La Direction de l'Hydraulique a été avisée par les profondeurs de l'eau souterraine dans cette région. A savoir

- La profondeur de la nappe phréatique varie entre 19 à 20m
- L'épaisseur de cette nappe varie de 1 à 1,5 m

En conséquence nous venons à dimensionner notre puit de la manière suivante

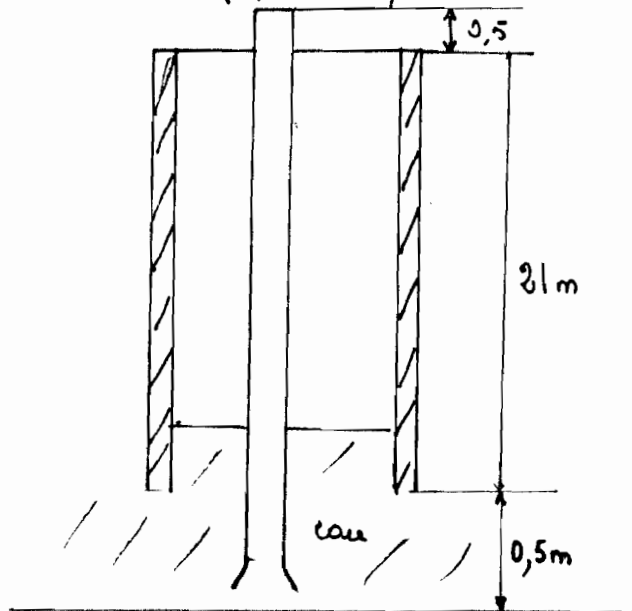


III Dimensionnement des Tuyaux

Nous disons que nous pouvons une position de notre bocal à environ 0,5m au dessus du Puit.

Nous remarquons que la configuration des puits varie généralement quand on passe d'un puit à un autre mais toujours est il que pour faire notre étude nous avons nos calculs sur un élément typique

Nous avons la configuration suivante :



Pour atteindre justement le niveau de l'eau on a la hauteur des tuyaux $H = 21 + 0,5 + 0,5 = 22m$

le tuyau aura une longueur d'environ

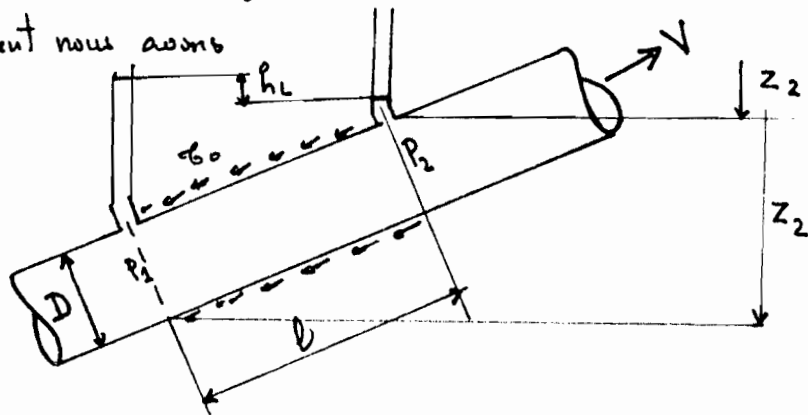
22m

IV Calcul de la Force maximum de traction agissant sur la chaîne

Nous sommes donc en présence de problèmes d'écoulement du fluide dans un tuyau, comme par exemple la mesure du débit Q travers un tuyau de caractéristiques données, le calcul de conversion d'énergie etc...

L'eau dont on considère ici comme un fluide incompressible, elle se prête donc à l'équation de Bernoulli pour l'écoulement dans un tuyau

généralement nous avons

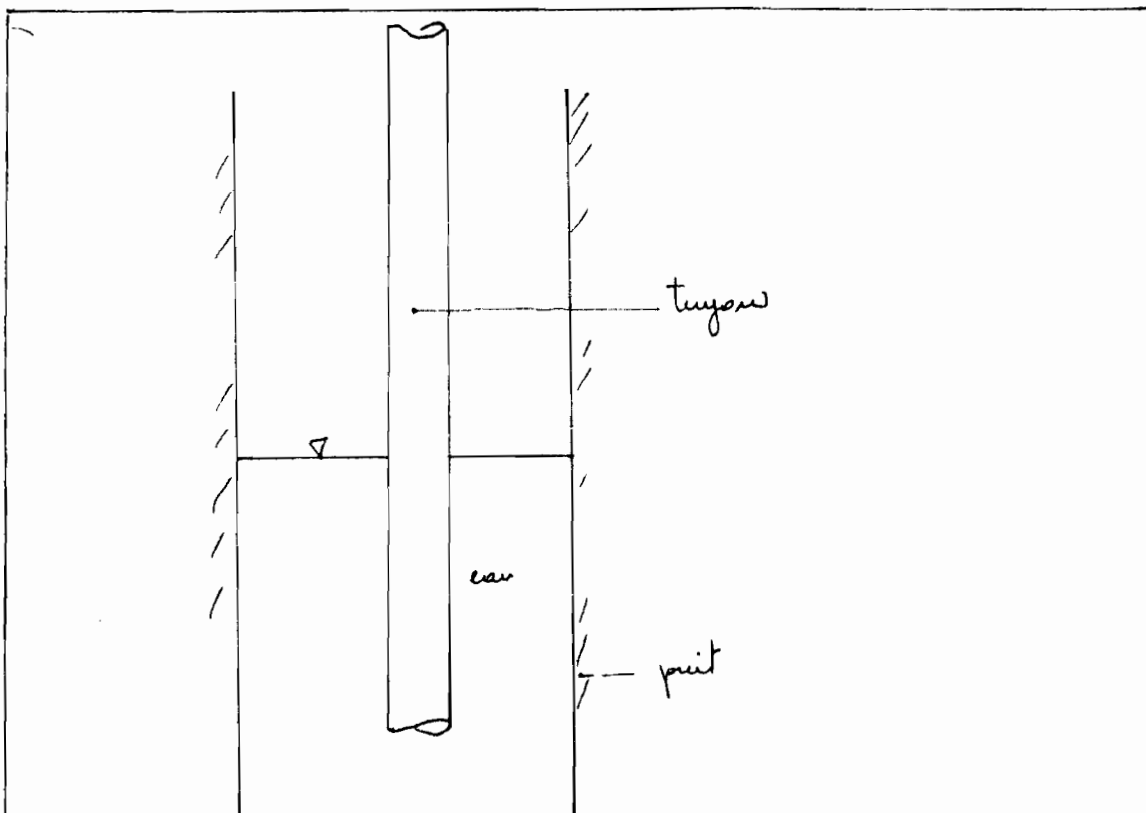


L'équation de Bernoulli qui s'applique est

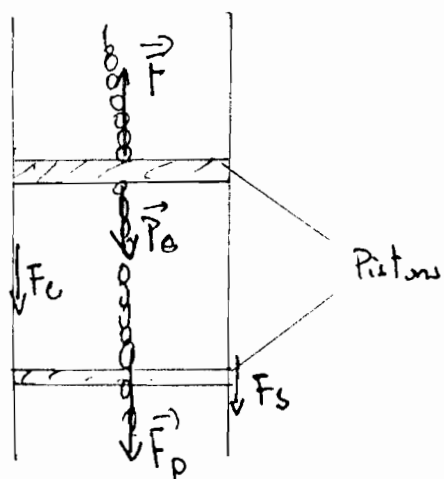
$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_L \quad (1)$$

Pour des raisons d'ordre pratique le terme α peut être supposé égal à 1 d'ailleurs il est toujours près de 1 et cela ne change vraiment pas nos calculs

En éliminant notre écoulement de l'eau nous avons le schéma



Aussi nous prenons le piston à l'intérieur du tuyau pour les différentes faces



Dans ce schéma nous avons donc

F : Force de Traction Totale

P_c : Pds total des Compartiments d'eau se trouvant entre deux pistons

F_p : poids de l'ensemble chassis et des pistons

F_e : la Force de traînée de l'eau dans le tuyau

F_s : la Force de frottement sec dynamique entre le caoutchouc et le tuyau en PVC

Puisque notre système est en mouvement nous pouvons appliquer le principe de Newton

$$\sum \vec{F} = m \cdot a$$

m : la masse des corps en mouvement

a : l'accélération du système (corps)

$\sum \vec{F}$: somme vectorielle des Forces appliquées au système

Dans notre cas On aura vectoriellement

$$\vec{F} + \vec{P}_e + \vec{F}_p + \vec{F}_o + \vec{F}_s = m a \quad (1)$$

Puisque notre système tourne à vitesse constante l'accélération a est donc nulle.

donc l'équation (1) peut se ramener à cette forme

$$\vec{F} + \vec{P}_e + \vec{F}_p + \vec{F}_o + \vec{F}_s = 0 \quad (2)$$

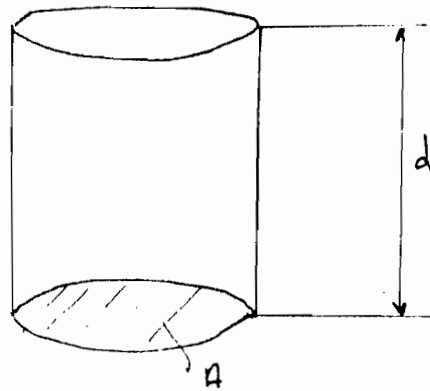
Le \vec{F} agit dans la même direction que l'équation (2) juste le même en grandeur et l'ensemble des forces $\vec{P}_e, \vec{F}_p, \vec{F}_o, \vec{F}_s$ est contrebalancé par l'effort \vec{F}

$$\text{d'où} \quad F = P_e + F_p + F_o + F_s$$

Détermination des Opandeurs de Forces

a) P_e : la Force totale des poids de l'eau

On se la scheme puisant



$$\text{Le Poids Total} = P_e = P_e' \times n$$

P_e' = poids de la colonne d'eau entre 2 puits

n = nbw de puits

$$P_e' = \gamma \times V$$

avec

γ = pbv volumique de l'eau

$V = 0,30 \times A =$ volume de la petite colonne

Application numérique

$$A = \pi R^2 = 3,14 \times \frac{(0,01)^2}{4} = 1,96 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = A \times 0,30 = 1,96 \times 10^{-3} \times 0,3 = 0,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Puisque $\gamma = 9800 \text{ N/m}^3$

on a aussi

$$P_e' = (6 \times 73) \text{ N} = 438 \text{ N}$$

Notons que 73 = nombre total de pistons dans l'eau dans

le poids total de colonne d'eau

$$\underline{P_e = 438 \text{ N}}$$

b) F_p : le poids de l'ensemble pistons plus chaîne

Ici nous faisons en réalité une approximation nous disons que l'ensemble de notre système de pistons et de la chaîne ne peut excéder 90 N d'air

$$F_p = 90 \text{ N}$$

c) F_e : la force due à la traînée par le fluide

C'est cette force qui nous permet de déterminer les dimensions des vis qui dépassent le tuyau

Le calcul de cette force F_e nous l'avons effectuée page 88

$$\text{On a. } F_e = 182 \text{ N}$$

d) F_s : la force de frottement par dynamique

De la même

manière nous pouvons faire ici une approximation car l'ajustement piston-chaudière change. due à l'usage

$$\text{nous prenons } F_s = 10 \text{ N}$$

Alors

$$F = 438 + 182 + 20 + 10 = 650 \text{ N}$$

la force de traction Totale $F = 650 \text{ N}$

Remarque

Dans nos calculs nous avons utilisé 615 N en réalité ceci ne change en aucun cas nos résultats concernant le diamètre des arbres car nous avons pris des marges de sécurité importantes

DEUXIEME PARTIE

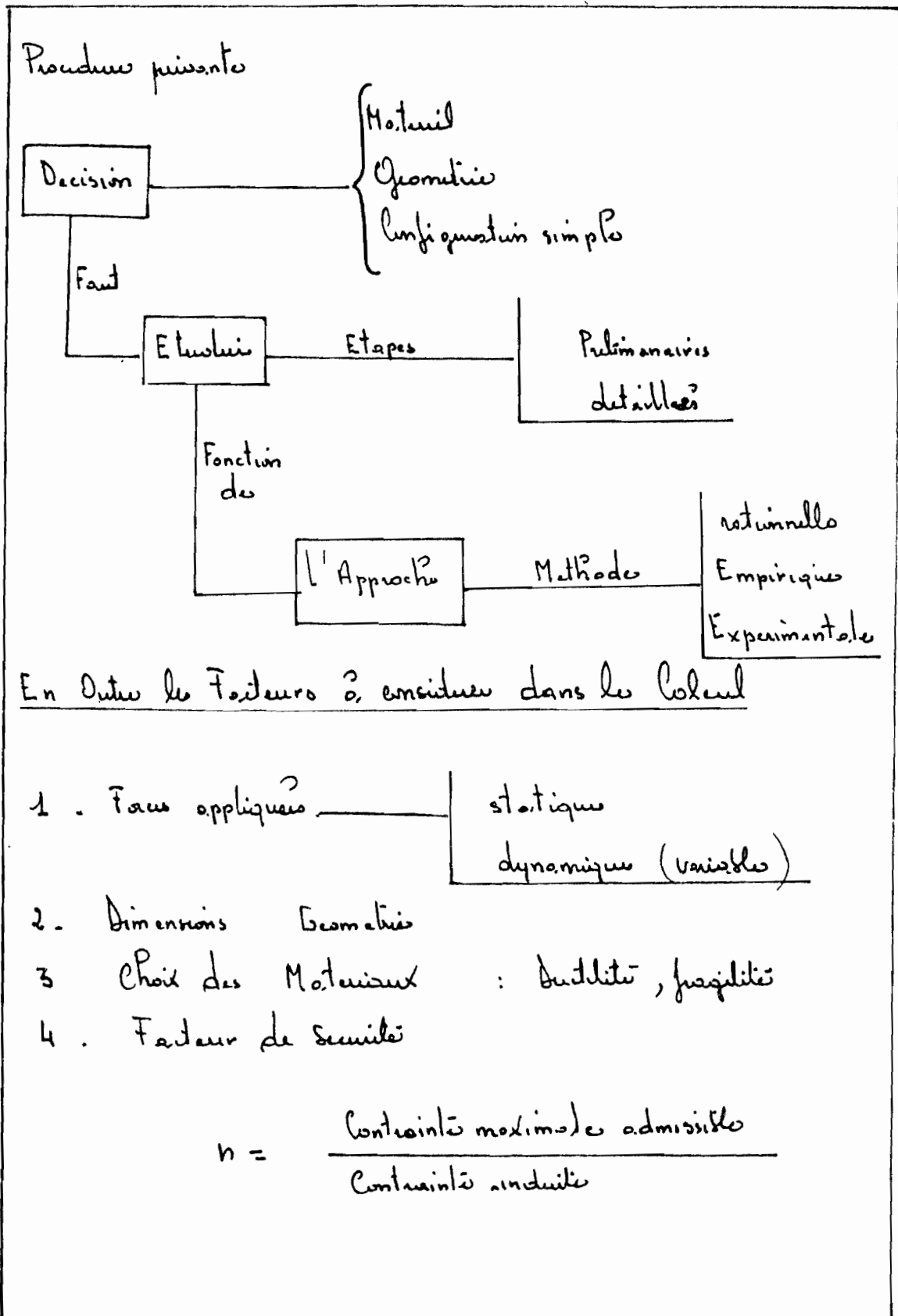
Dimensionnement des elements de la Pompe

Notre Conception classique sera étudiée de telle manière à donner à notre appareil une configuration assez résistante pour supporter les diverses sollicitations temporaires ou permanentes pouvant arriver aux éléments qui composent l'appareil

Les éléments étudiés sont :

- l'Arbre de Transmission
- le tuyau pour la montée de l'eau
- les roulements à billes
- les Paliers porteurs des roulements
- Les Chaînes des pistons
- Les Chaînes de Transmission
- les roues d'Inertie
- La poulie
- les Pistons
- La Manivelle
- Le Frottement des pistons sur le tuyau
- Les Accessoires

Nous procédons finalement à chaque étape suivant les



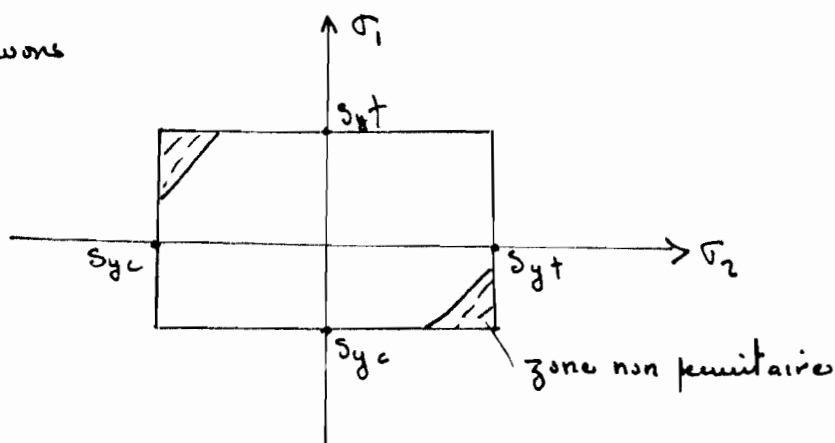
1) Arbre de Transmission

Pour dimensionner notre arbre nous partons de deux Théorèmes pour la limite d'écoulement.

a) Théorème de Contrainte maximale

L'écoulement se produit dans un élément soumis à des contraintes lorsque l'une des contraintes principales (la plus élevée) atteint

S_y ou S_u : limite de l'écoulement
nous avons



S_{yt} : limite d'écoulement en tension

S_{yc} : limite d'écoulement en compression.

b) Théorème de Contrainte de Cisaillement maximale (Tresca)

L'écoulement se produit lorsque la contrainte de cisaillement maximale atteint $S_y/2$ qui est la valeur de la contrainte de cisaillement maximale lorsque l'écoulement se

produit dans un essai de Traction pure

Nous choisissons donc le critère de Tresca qui donne à notre avis une meilleure précision. Signalons qu'il y a les approches suivantes

- Von Mises
- Code A.S.M.E
- Gödteburg
- Keckisigly
- Gines
- Gödteburg - Tresca.

Le diamètre de notre arbre se détermine suivant la formule de TRESCA

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{M_F^2 + M_t^2} \right\}^{1/3}$$

dans cette formule

M_F : Moment de Flexion maximum appliqué à l'arbre

M_t : Moment de Torsion maximum appliqué à l'arbre

S_y : limite d'écoulement

n : Facteur de Sécurité

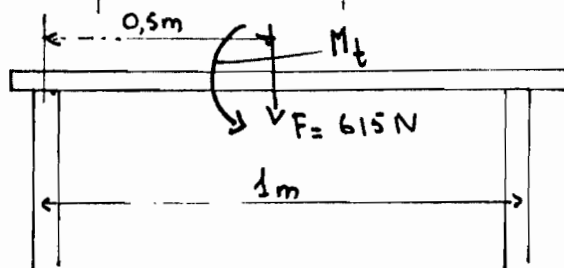
c) Determination de M_t et M_f

Nous choisissons l'acier commercial XC 45 qui est de l'acier facilement trouvable sur le marché et d'après le cours d'Element de Machine 221 on a pour $S_y = 350 \text{ MPa}$ comme facteur de sécurité nous choisissons $n = 2$

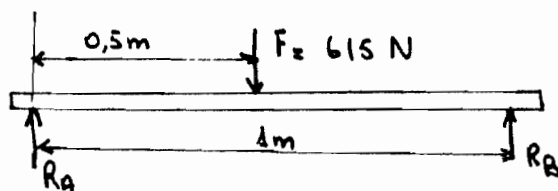
- Moment de flexion maximum M_f

En pointin de

travail on a les sollicitations suivantes

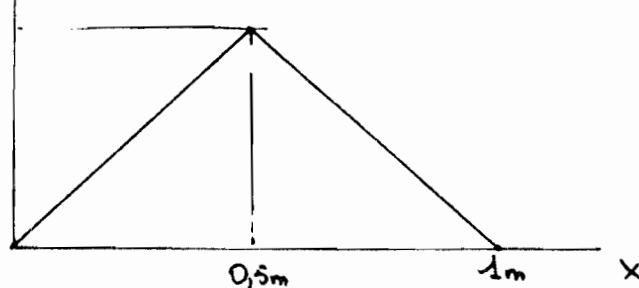


schématiquement nous avons



1°. curve des moments suivant x

307,5 N



$$M_f = F \times 0,5 = 615 \times 0,5 = 307,5 \text{ N.m}$$

dms

$$M_{f \text{ max.}} = 307,5 \text{ N.m}$$

- Moment de Torsion maximum

La seule force qui tend l'arbre est la force F appliquée à un rayon $R_m = 0,15\text{m}$ de l'axe

$$M_{T \text{ max.}} = 615 \times 0,15 = 92,25 \text{ N.m}$$

$$M_{T \text{ max.}} = 92,25 \text{ N.m}$$

Le diamètre de l'arbre est $d = \left\{ \frac{32 \times 2}{3,14 \times 350 \times 10^6} \sqrt{(307,5)^2 + (92,25)^2} \right\}^{1/3}$

$$d = 0,0265 \text{ m} = 26,5 \text{ mm}$$

La valeur normalisée la plus proche est

$$d = 30 \text{ mm}$$

Le diamètre est le minimum qu'on accepte pour l'arbre si celui-ci a des épaulements le plus petit diamètre sera

$$d \geq 30 \text{ mm}$$

II) Le Tuyau pour la montée de l'eau

Comme nous l'avons
indiqué plus haut, on peut utiliser diverses genres de tuyaux
pour notre Système

En fait il existe pour notre système des tuyaux:

- en P.V.C (Polychlorure de vinyle)
- en Acier Inoxydable
- en Fer Galvanisé
- etc...

Pour notre système nous choisissons un tuyau en P.V.C car
celui-ci s'adapte mieux à notre appareil. En fait notre
tuyau en P.V.C présente les avantages suivants.

- Se prête facilement au flambage
- léger
- Ne présente aucun risque de corrosion

La forme et les dimensions du tuyau ainsi que le mode
de liaison avec le système sont indiqués dans le dessin
d'ensemble

III Les Roulements à billes

Puisque notre système peut être actionné par un homme, un bon design donc nous impose l'utilisation de roulements à billes pour diminuer considérablement les frottements au niveau des paliers.

Puisque notre système ne reçoit pratiquement aucune force axiale, nous choisissons des roulements à billes.

La détermination du choix des roulements dans le catalogue se resume comme suit :

- Dans le catalogue les roulements sont spécifiés par
- 1) Un Taux de Charge dynamique, C , donné pour 1.000.000 de Tours et avec une attitude de 90°
 - 2) Un Taux de Charge statique (C_0)
 - 3) Une Vitesse maximale

Il nous faut donc

a) Transformer la durée de vie désirée à la attitude désirée

b) Transformer la Charge radiale par le roulement en Charge axiale

$$F_e = X V \bar{F}_r + Y \bar{F}_a \quad (1)$$

$V = 1.0$ puisque seuls les boques intérieures tournent

F_R : Face rachiale

F : Face axiale ici nulle.

X et Y sont lus dans la table 9.1 dans
Shigley Mechanic Design

1) Taux de Changement dynamique (C)

L_D , Charge que peut porter un roulement pour 1000.000 de Tours avec une entente de 90% est donnée par l'équation

$$C = F_e \left[\frac{L_D \times n_D}{L_n \times n_n} \right]^{1/a}$$

L_D : durée du vis en heures désirée

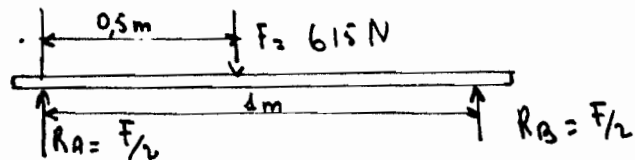
n_D : vitesse désirée en Tours par minute. (T.P.M)

L_n : durée en heures standard = 100 Heures

n_n : vitesse normalisée = 83 1/3 T.P.M

Calculs

Les polements sont appliqués aux extrémités de l'arbre ils produisent les portées R_A et R_B tels.



On a, $R_A = R_B = \frac{F}{2} = \frac{615}{2} = 307,5 \text{ N}$

pour les roulements à billes $\alpha = \frac{1}{3}$

Nous disons que notre pompe fonctionne pendant 10 ans
avec 8h/jour en cours

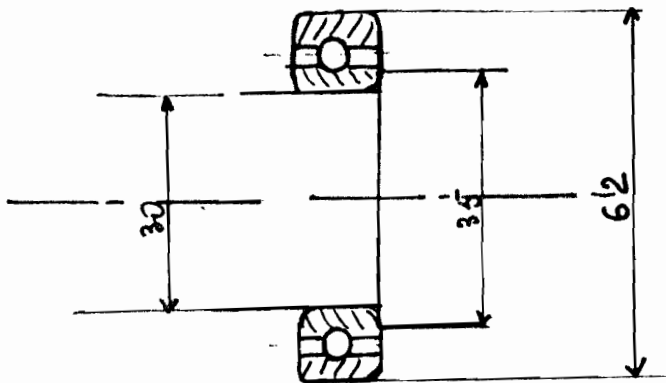
$$L_D = 8 \times 360 \times 10 = 28800 \text{ Heures}$$

- Pour ailleurs notre arbre tourne à $1440 \text{ tr/min} = n_D$

$$F_e = 1.0 \times 307,5 = 307,5 \text{ N}$$

$$C = 307,5 \left[\frac{28800 \times 60}{500 \times 33 \frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}} = 1445 \text{ N}$$

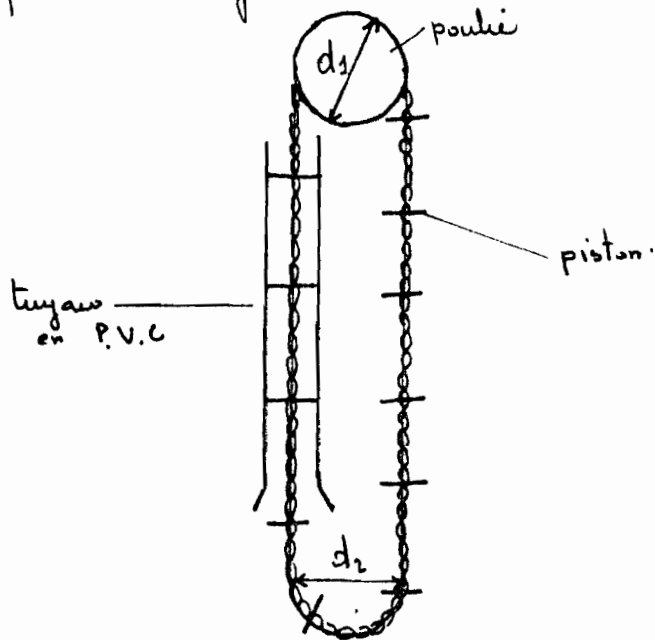
La Table 92 page 330 du Gleisly nous permet
de choisir notre roulement et en tenant compte du diamètre
minimum imposé à l'arbre.



V La chaîne munie de Pistons

Le design de notre chaîne dépendra essentiellement de l'effet de Transmission F due à l'eau qu'on soulève.

Nous allons considérer qu'en position de travail la chaîne prend cette forme



Dans notre étude les maillons de la chaîne peuvent constituer comme suit :

1) Matériaux

Acier Commercial mi-dur XC 45

2) Calcul du diamètre des maillons

En négligeant le

poide de la chaîne est à dire le. Tension dans le bain mou
de

Formulaire de Mécanique Générale

par Jacques Muller page 337

Pour ces ordinaire $F \leq 8d^2$

F: charge appliquée à la chaîne en kgf

d: diamètre du maillon en mm.

Comme ces extrême $F = 8d^2$

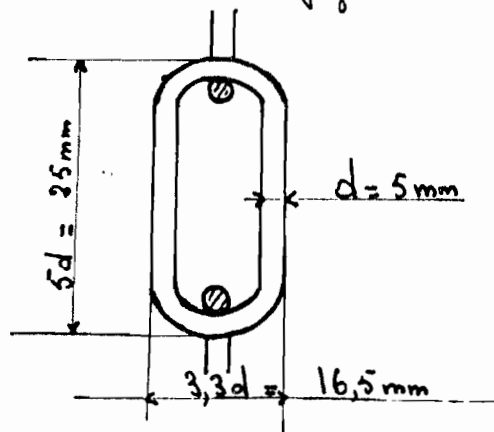
Nous avons $F = 615 \text{ N} = 62,7 \text{ kgf}$

nous tirons $d = \sqrt{\frac{F}{8}} = \sqrt{\frac{62,7}{8}} = 2,8 \text{ mm}$

Pour augmenter la petite nous prenons un cas normalisé
qui vient tout juste après

$$d = 5 \text{ mm}$$

Ce qui nous donne la configuration suivante



39 Calcul de la longueur totale de la chaîne

la. Théorie par

L'étude des chaînes donne la formule suivante

$$L = 2S + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \left(\frac{d_1 - d_2}{4S} \right)^2 \quad (1)$$

S : entreaxe entre les poulies

d_1 : diamètre de la poulie

d_2 : diamètre filaire ou courbe de la chaîne dans l'axe

Nous supposons que $d_1 = d_2 = 0,3$ mètres

d'où (1) $\Leftrightarrow L = 2S + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2)$

Dans cette formule nous avons dit que $S = 22$ mètres d'axe

Application Numérique

$$L = 2 \times 22 + \frac{\pi}{2} (0,3 + 0,3) = 44,9 \text{ mètres}$$

soit $L = 45$ mètres

La longueur totale de la chaîne

$L = 45 \text{ m}$

VI) La chaîne de Transmission

Nous avons présumé au début que notre pompe devait être pratique, robuste, simple et facilement réalisable par nos ateliers de la place. Ceci nous amène à choisir une chaîne commerciale à l'image des chaînes de transmission des motos ou encore des mobylettes.

Malgré tout nous choisissons la condition de transmission standard pour rendre le choix de notre chaîne plus aisé.

D'une façon générale nous admettons que pour déterminer une transmission par chaîne, l'on connaît :

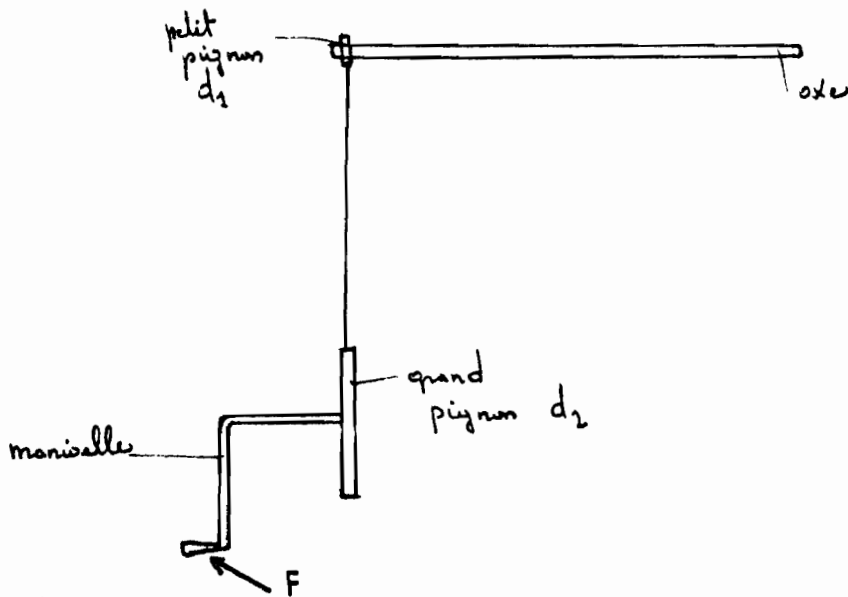
- La Puissance à Transmettre P
- La vitesse Angulaire N de l'organe moteur
- La longueur de la chaîne en maillons
- les caractéristiques générales de l'appareil entraîné

avec ce qui concerne la durée journalière d'utilisation, la nature de l'énergie motrice, la régularité des charges

1) Design de la chaîne de Transmission

Nous partons du fait que la Force à Transmettre est de $615 \text{ N} = 62,7 \text{ kgf}$ et que d'autre part l'effort nominal que l'homme peut soutenir ne doit pas dépasser 10 kgf .

vous avons schématiquement :



Notre problème est donc de déterminer $F < 10 \text{ kg}$

On peut que les puissances transmises est identiques

$$P = T\omega = T_1\omega_1 = T_2\omega_2$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

avec

T_n : le moment transmis du n axe

Z_n : le nombre de dents du n pignon

Nous voulons que le moment de petit T_2 du petit soit petite

c'est va entraîner un F petit donc $Z_2 \gg Z_1$

si nous choisissons $\frac{Z_2}{Z_1} = 7,486$

ceci nous amène à si $\begin{cases} Z_1 = 15 \text{ dents} \\ Z_2 = 114 \text{ dents} \end{cases}$

La détermination du nombre de dents par chaque pignon nous amène à déterminer le diamètre des pignons

A) Diamètre des Pignons

Le diamètre est donné par la formule $d_1 = P f = P \times \frac{1}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$

La constante P et le Pas : nous choisissons le pas standard pour les deux pignons $P = 9,525$

- petit pignon $d_1 = 9,525 \times \frac{1}{\sin \frac{180}{17}} = 45,8 \text{ mm}$

- grand pignon $d_2 = 9,525 \times \frac{1}{\sin \frac{180}{114}} = 345,6 \text{ mm}$

B) Design des maillons

Comme déjà indiqué plus haut la chaîne pour du type des chaînes de Transmission des motos qui transmettent d'ailleurs une puissance supérieure à celle prise par la pompe

2) La longueur de la Chaîne de Transmission

La Théorie

Sur les chaînes nous donne la formule suivante

$$L = 2S + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \left(\frac{d_1 - d_2}{4S}\right)^2$$

cette formule étant déjà expliquée plus haut nous posant à
l'application numérique :

$$S = 1 \text{ m}$$

$$L = 2 \times 1 + \frac{\pi}{2} (0,0458 + 0,345) + \left(\frac{0,345 - 0,0458}{4 \times 1} \right)^2$$

$$L = 2,66 \text{ m} = 266 \text{ cm}$$

En faisant une flèche nous avons comme longueur
 de Charois

$$L = 265 \text{ cm}$$

Remarque

Le petit pignon d'est à dire celui raccorde à
 l'arbre plus opérationnel dans un seul sens. Cela permet
 à l'opérateur fatigué de bénéficier de la présence de la
 d'inertie

VII Le Roue d'Inertie

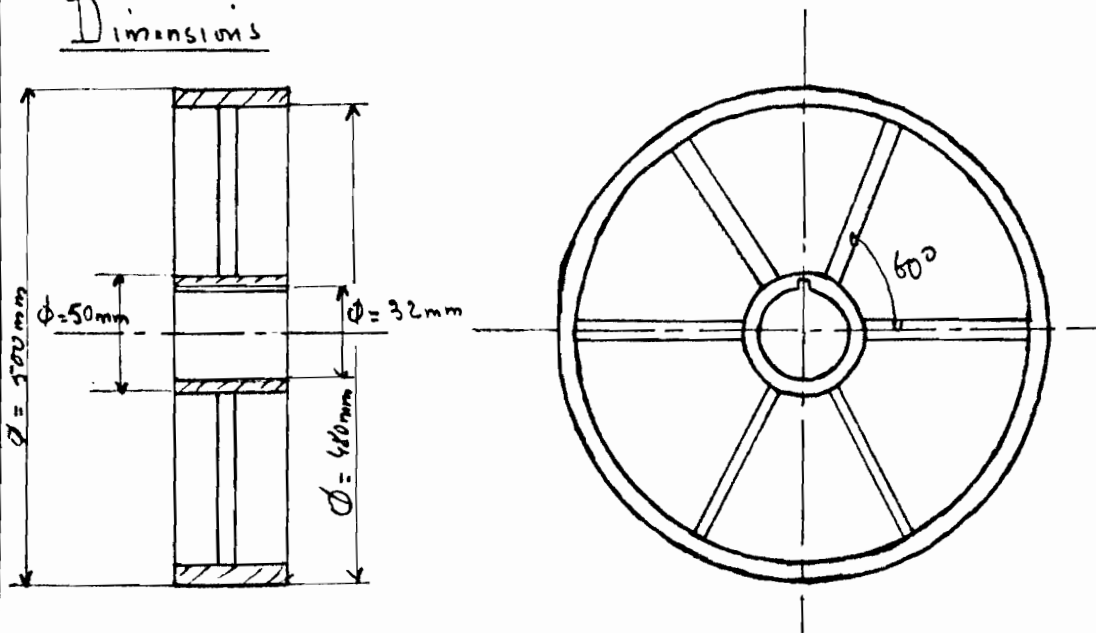
Nous avons conçu notre Pompe de telle manière que si l'opérateur atteint une certaine Inertie, il puisse laisser le système tourner grâce à l'inertie acquise par l'arbre de Transmission.

Notre choix des dimensions de notre roue purement arbitraire, seulement nous tenons compte des proportions habituelles pour ne pas fausser notre conception mécanique.

Matériau Utilisé

Acier Commercial mi-dur X C 45

Dimensions



VIII La Poulie

La Poulie que nous nous passons dans notre projet pour des types disponibles sur le marché ensuite on procède à la mise en place d'engrenages où longerons les pistons et cela permettra un entraînement positif de la chaîne principale.

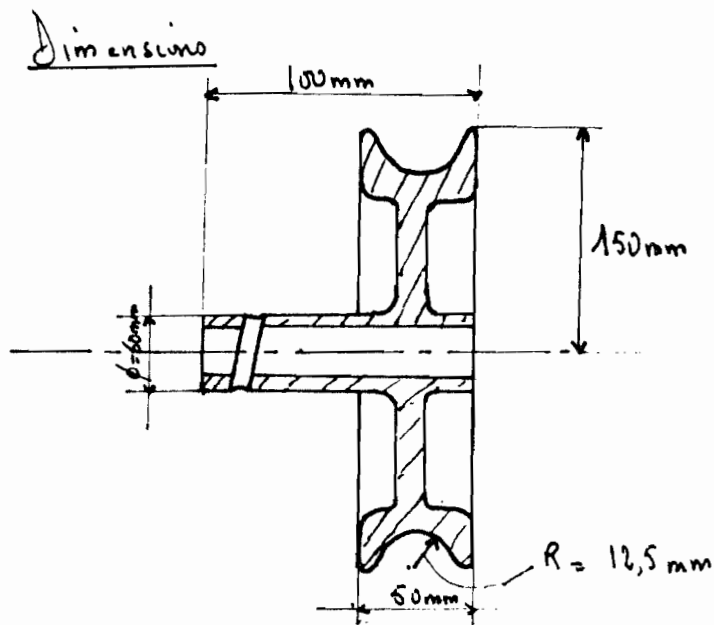
Elle sera choisie de telle sorte qu'elle remplisse les fonctions fixées pour cette notre design

avec 3 engrenages

Rm : rayon moyen 30 cm

Matériau Utilisé

Fonte. Ft. 40



IX Pistons

Nous appelons nos godets par pistons car ceux-ci travaillent comme des pistons d'un moteur à combustion mais seulement dans notre cas nos pistons ne possèdent qu'un mouvement à peu unique et continu.

Matériel Utilisé

Cotétoques + Acier ou plaques en XC 45

Pour être plus clair nous présentons les 5 phases du montage d'un piston dans la chaîne.

Les 5 phases de Montage
d'un piston numéroté par ordre
d'exécution de 1 à 5

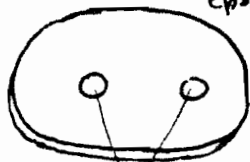
1

moillon seul



2

plaque en Acier
épaisseur 4 mm



2 trous de 5 mm
nbw 1 $\varnothing = 40$ mm

3

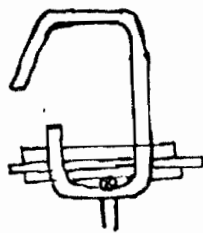
plaque en Caoutchouc
épaisseur 3 mm
 $\varnothing = 52$ mm



2 trous de 5 mm

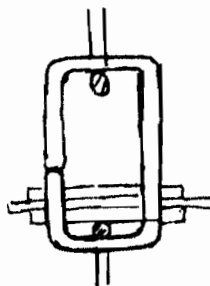
4

Montage moillon
ouvert



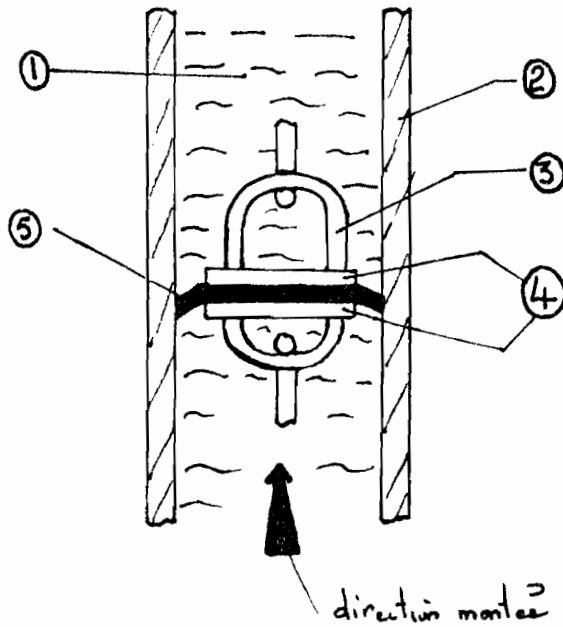
5

montage complet



Nous montons également en position de Travail le piston dans les phases de la montée

Schema



- ① : l'eau remplissant le tuyau
- ② : tuyau en P.V.C
- ③ : Maillon de la chaîne
- ④ : 2 plaques métalliques en XC45
- ⑤ : joint en caoutchouc

Ex Lo. Manivelle

Pour dimensionner notre manivelle nous sommes obligés de déterminer d'abord le moment de Torsion multiplié qui exerce sur le grand pignon pour faire notre longueur de bras en fonction de la longueur du poignet de la manivelle et de la Force de Traction voulue.

1) Calcul du moment au grand pignon

Où T_1 : moment de Torsion sur l'arbre de transmission

T_2 : moment de Torsion sur le grand pignon

$$\text{On a soit } T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \frac{D_1}{D_2}$$

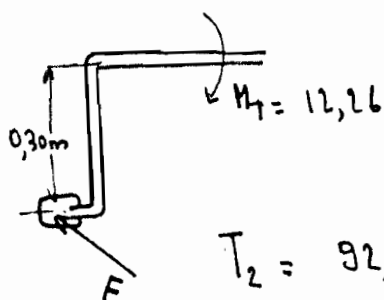
$$\text{mais } \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\text{d'où } T_2 = T_1 \frac{Z_1}{Z_2}$$

Z_1 : nbre de dents du petit pignon = 15 dents

Z_2 : nbre de dents du grand pignon = 114 dents

on a, géométriquement



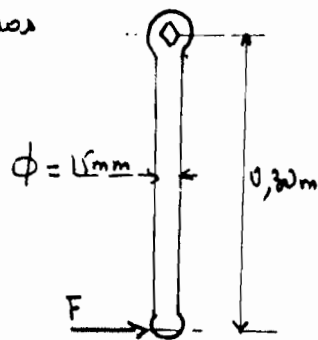
$$T_2 = 92,25 \times \frac{15}{114} = 12,26 \text{ N.m}$$

On a un bras de levier de $0,30\text{ m}$ la force F provient

$$F = \frac{I}{0,30} = \frac{12,16}{0,3} = 40,86\text{ N} = 4,17\text{ kgf}$$

la force de traction provient de $4,17\text{ kgf}$

Cette force nous permet de dimensionner notre bras



Comme nous le voyons le moment est maximum au sommet et c'est un moment de flexion

$$\sigma = \frac{32 M_f}{\pi d^3} = \sigma_y : \text{limité à l'écoulement}$$

Nous utilisons le même acier que pour l'arbre

$$\sigma_y = 350\text{ MPa}$$

$$\text{avec } M_f = F \times 0,3 = 12,16\text{ N.m}$$

$$d = \left(\frac{32 M_f}{\pi \sigma_y} \right)^{1/3}$$

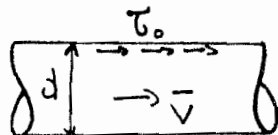
$$d = \left(\frac{32 \times 12,26}{3,14 \times 850 \times 10^6} \right)^{1/3} = 0,0070 = 7 \text{ mm}$$

Avec un coefficient de sécurité de 2 on choisit

$$d = 15 \text{ mm} = \phi$$

XI) La Force F engendrée par la Traînée de fluide par le Tuyau

Cette Force est elle duee par les tensions de cisaillement τ_0 tel que nous l'avons appelé en Mécanique des fluides la détermination de cette Force nous permet de voir l'effet produit par le déplacement de l'eau dans notre tuyau et par suite les repercussions de cet effet sur notre plaque en Acier Inoxydable qui permet les repercussions de notre eau.



$$\text{on a. } \tau_0 = \frac{f \rho v^2}{8}$$

f : facteur de frottement

ρ : poids volumique du fluide : eau

v : vitesse moyenne de l'eau de le tuyau

Ces paramètres ont été déjà déterminés d'avance

Application Numérique

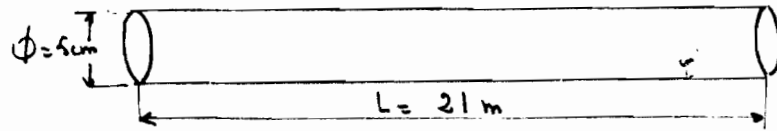
$$\tau_0 = \frac{0,0128 \times 998,7 \times (5,51)^2}{8} = 55 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau_0 = 55 \text{ N/m}^2$$

$$\text{La Force } F = \tau_0 A$$

A : surface latérale du tuyau.

Notre tuyau se présente comme suit



La surface latérale $A = \pi D L$

$$A = 3,14 \times 0,05 \times 21 = 3,297 \text{ m}^2$$

Par suite

$$F = 55 \times 3 \times 3,297 = 181,335 \text{ N} \\ \approx 182 \text{ N}$$

La Force de traction

$$F = 182 \text{ N}$$

Cette Force F nous permet de déterminer nos vis

Dimensionnement des Vis

les vis sont en Acier XC.45

les Formules $\sigma_{\text{max}} \leq \frac{\sigma_y}{2n}$

O. les limites $\sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma_y}{2n}$ avec $n =$ facteur de sécurité de sécurité

si nous prenons $n = 2$

on a $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{4A}$ car il y a 4 vis

$$d'ac = \frac{F}{4A} = \frac{S_y}{2n}$$

$$A = \frac{2n \times F}{4S_y}$$

Application numérique

$$A = \frac{2 \times 2 \times 45,3}{310 \times 10^6} = 0,1 \times 10^{-6}$$

$$A = \pi R^2 \Rightarrow R = 0,4 \text{ mm} \Rightarrow D = 0,8 \text{ mm}$$

Ce diamètre 0,8 mm est très petit puisque nous n'avons pas tenu compte des accoups qui peuvent servir ou choisir des vis $\phi = 12$ avec ceux Hm 10 ou des boulons Hm 10

XII Les Accessoires

Nous appelons accessoires tous les autres éléments entrant dans l'assemblage pour la réalisation de la pompe

Ces éléments sont normalisés c'est à dire que leurs dimensions sont fixées en fonction des dimensions des éléments auxquels ils sont fixés.

Les accessoires sont :

- les systèmes vis-écrous
- les Boulons
- les Cielips
- les Clouettes
- les goupilles.
- le support de l'arbre qui ne reçoit que le poids de l'arbre de Transmission et de la roue d'inertie. Il nous permet en plus de servir de support de notre système
 - Il y a le système de protection contre les chocs contre les roulements et de la chaîne
 - a) Pour le roulement (voir dessin d'ensemble)

TROISIEME PARTIE

Analyse de la Pompe du point de vue Energetique

Cette Analyse nous permet en quelque sorte de voir les possibilités energetiques etablies apres la realisation de notre pompe - Nous allons donc determiner

- L' Energie totale acquise par le Systeme en regime permanent
- la Puissance de notre pompe
- L' Analyse des variations entre Hauteur d'elevation, debit enregistré, Force appliquée à la manivelle

↓ Energie Acquise par le Systeme en regime Permanent

L,

quantité $E_c + E_p = E$ est appelée énergie totale d'un système en mouvement

E_c = énergie cinétique

E_p = énergie potentielle

1) Energie Cinétique

C'est l'énergie acquise par la vitesse. Comme nous avons un arbre ayant une vitesse de rotation ω et un moment d'inertie J de même qu'une masse d'eau qu'on soulève

$$\text{Ou } E_c = J\omega^2 + \frac{1}{2}MV^2$$

V : la vitesse moyenne du fluide dans le tuyau

2) Energie Potentielle

Avec une bonne lubrification, nous pouvons dire que la seule force résistante à notre système est la force de pesanteur aussi nous pouvons que cette force dérive d'un potentiel d'où l'énergie potentielle acquise est

$$E_p = Mgh$$

M : masse de l'eau à pousser

h : l'élévation de l'eau

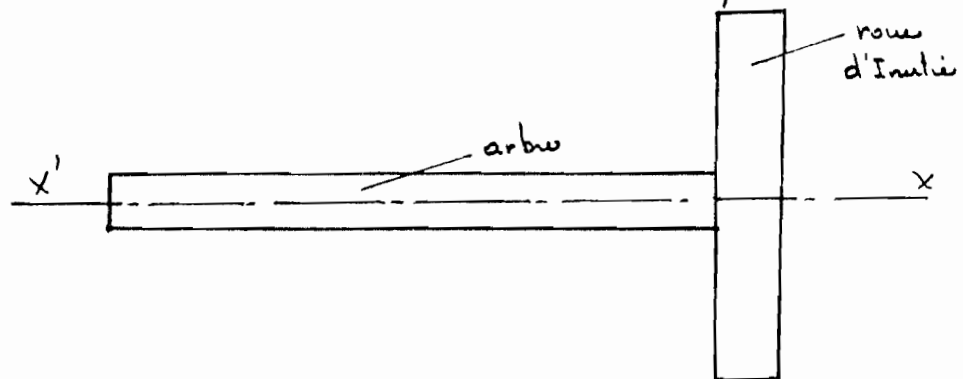
g : accélération terrestre

D'où donc l'énergie totale $E = E_c + E_p$

$$E = \frac{1}{2}MV^2 + J\omega^2 + Mgh$$

39) Détermination des moments d'inertie de l'ensemble

Notre ensemble est constitué de l'arbre et du roue d'inertie.



La Théorie du moment cinétique impose que le moment d'inertie cinétique de l'ensemble soit égale à la somme totale des moments d'inertie de chaque élément par rapport au même axe de référence

donc dans notre cas $J = J_1 + J_2$

J : moment d'inertie de l'ensemble

J_1 : moment d'inertie de l'arbre par rapport à $x'x$

J_2 : moment d'Inertie de la poutre par rapport à $x'x$
 D'autre part notre poutre étant constituée de 3 éléments

$$\text{on a, } J_2 = J'_1 + J'_2 + J'_3$$

J'_1 : moment d'Inertie des rayons par rapport à $x'x$

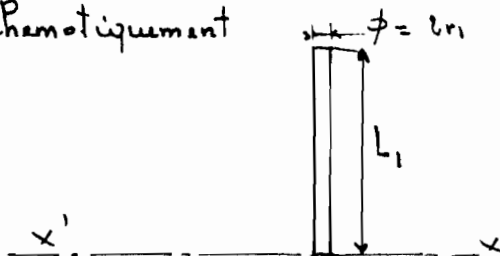
J'_2 : moment d'Inertie du volant par rapport à $x'x$

J'_3 : moment d'Inertie de l'axe par rapport à $x'x$

a) Calcul du Moment d'Inertie de la Poutre

i) moment d'Inertie des Rayons

nous avons schématiquement



pour le rayon qui tourne pivotant $x'x$ on a :

$$J''_1 = \frac{1}{2} m_1 L_1^2$$

avec $m_1 = \rho V_1$ = masse du rayon

$V_1 = \pi r_1^2 \times L_1$: volume du rayon

ρ : masse volumique du rayon en $\text{Avis} \times 10^4 \text{ kg/m}^3$

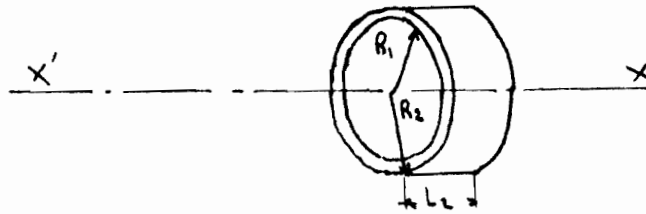
Pour les 6 rayons on aura, $J'_1 = 6 J''_1$

d'où

$$J'_1 = \rho \cdot 2\pi r_1^2 L_1^2$$

iii) Moment d'Inertie du Volant

Nous avons schématiquement :



La Théorie nous donne que $J'_2 = m_2 (R_2^2 - R_1^2)^2$

$m_2 = \rho V_2$: masse du volant

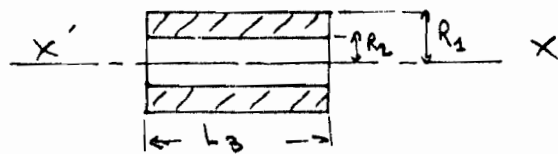
ρ et V étant des définis

$$V_2 = \pi (R_2^2 - R_1^2) L_2$$

d'où $J'_2 = \rho \pi (R_2^2 - R_1^2)^2 L_2$

iiii) Moment d'Inertie de l'axe

Nous avons schématiquement :



La Théorie donne $J'_3 = \rho \pi (R_2^2 - R_1^2)^2 L_3$

b) Moment d'Inertie de l'arbre

A toute fin pratique nous faisons pas une très grande erreur en supposant que le diamètre de l'arbre est uniforme et en négligeant le moment d'Inertie de la poulie qui est ligée par rapport à l'arbre et à la poulie

si le diamètre de l'arbre est $D = 2R_1$

$$\text{Donc, } J_1 = \frac{1}{2} M_1 R_1^2$$

avec M_1 : masse de l'arbre = $\rho (\pi R_1^2 \times L_1)$

$$J_1 = \rho/2 \pi R_1^4 \times L_1$$

c) Application Numérique

Le matériau choisi pour la fabrication de ces éléments est l'acier XC45 qui présente $\rho = 7,5 \text{ kg/dm}^3 = 7500 \text{ kg/m}^3$
d'acier

$$\begin{aligned} J_1' &= 2 \times \rho \pi R_1^4 \times L_1 \\ &= 2 \times 7500 \times (0,005)^2 \times (0,14)^3 \times 3,14 \end{aligned}$$

$$J_1' = 0,016 \text{ kg.m}^2$$

$$J_2' = 3,14 \times 7500 \left[(0,17)^2 - (0,14)^2 \right]^2 \times 0,05$$

$$J_2' = 0,028 \text{ kg.m}^2$$

$$J_3' = 3,14 \times 7500 \left[(0,017)^2 - (0,016)^2 \right]^2 \times 0,05$$

$$J_3' = 0,00016 \text{ kg.m}^2$$

On a aussi le moment d'Inertie de l'arbre J_1

$$J_1 = \frac{7500}{2} \times 3,14 \times (0,035)^4 \times 1 = 0,035 \text{ kg.m}^2$$

$$J_1 = 0,035 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{d'où } J = J_1 + J_2 = J_1 + J_1' + J_2' + J_3'$$

$$J = 0,035 + 0,016 + 0,028 + 0,00016 = 0,079 \text{ kg.m}^2$$

Le Moment d'Inertie de l'ensemble est

$$J = 0,079 \text{ kg.m}^2$$

49) Calcul de l'Énergie Totale

On sait que notre système est préparé tourner à 1 tour par seconde et que les conditions de l'eau sont définies plus haut.

On a, l'énergie totale

$$E = \frac{1}{2} M V^2 + J \omega^2 + M g h$$

On sait que $M = \pi \frac{D^2}{4} L \times \rho$

L: longueur du tuyau

D: diamètre du tuyau

ρ : masse volumique de l'eau à la température de 30°C = 995,7 kg/m³

$$\text{On a, } M = \frac{3,14 \times (0,05)^2}{4} \times 22 \times 995,7 = 42,9 \text{ Kg}$$

On considère h la hauteur d'élévation du liquide

$$h = 22 \text{ m}$$

$$J = 0,045 \text{ kg.m}^2$$

$$\omega = 1 \text{ t/s} = 2\pi \text{ rad/s}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$V = 5,91 \text{ m/s}$$

$$\text{On a alors } E = \frac{1}{2} \times 42,9 \times (5,91)^2 + 0,074 \times (6,18)^2 + 42,9 \times 22 \times 9,8$$

L'énergie Totale

$$E_T = 9998,4 \text{ Joules}$$

Si nous convertissons en kcal on a,

$$E_T = \frac{9998,4}{1000 \times 4,18} = 2,392 \text{ kcal}$$

$$E_T = 2,392 \text{ kcal}$$

II) La Puissance de la Pompe

La puissance de la Pompe c'est l'énergie qu'elle développe par unité de temps pour amener l'eau dans le tuyau galvanisé. La Formule employée en Mécanique des Fluides peut s'appliquer ici pour la détermination de la puissance de la pompe

$$\text{On a } P = \gamma Q (H + h_L)$$

γ : poids volumique de l'eau = $995,7 \times 9,8$

Q : débit de l'eau qui sort

H : hauteur d'élévation de l'eau

h_L : Pertes de charge dans le tuyau

Par ailleurs on a $Q = VA$

V : vitesse moyenne du fluide dans le tuyau = $5,91 \text{ m/s}$

A : section du tuyau

Aussi on a $H = 22 \text{ m}$ longueur totale du tuyau

h_L : pertes de charge équivalentes
= 10 m

Application numérique

$$P = 995,7 \times 9,8 \times 5,91 \times \pi \left(\frac{0,07}{4}\right)^2 \times (22 + 10) = 36210$$

La Puissance de la Pompe dans les conditions fixées est $P = 3621 \text{ W}$.

Cette Puissance peut être convertie en ch

$$P = \frac{3620}{736} = 4,92 \text{ ch}$$

$$P = 4,92 \text{ ch}$$

Dans les conditions fixées c'est à dire :

- vitesse de rotation $\omega = 1 \text{ tour / seconde}$

- Force appliquée $F = 4,17 \text{ kgf}$

Notre Pompe développe une puissance d'encours de
5 ch

III) Analyse de la Variation de la Hauteur d'élévation en Fonction du débit pour différentes Forces Appliquées

Cette Analyse nous permettra de voir pour différentes forces appliquées à la manivelle, les variations de la hauteur d'élévation du fluide en fonction du son débit Q nous avons dit plus haut que la puissance développée par la pompe est

$$P = \gamma Q (H + H_L)$$

Cette puissance est celle acquise à l'arbre de transmission. On note de cette dernière

$$P = T \omega$$

T : moment du Torque appliqué à l'arbre

ω : vitesse angulaire de l'arbre

On néglige les pertes de puissance et on aura

$$T \omega = \gamma Q (H + H_L)$$

Mais $T \omega = F \times r \times \omega$

F : Force à la manivelle

r : longueur de bras de la manivelle

ω : vitesse de rotation de l'arbre

d'où donc on a:

$$F r_w = \gamma Q [H + h_L]$$

On tire $H = \frac{F \times r_w}{Q} - h_L$

Cette équation nous servira, du bien sûr pour tracer nos graphes en remplissant les Tables constantes par leurs valeurs

On a $H = \frac{F \times 0,3 \times 2 \times 3,14}{Q} - 10$

d'où finalement

$$H = \frac{F \times 1,884}{Q} - 10 \quad (1)$$

avec F en kgf

Pour certaines valeurs de F et Q on a une valeur $H = 0$ dans ce cas on a tout juste la puissance pour vaincre les pertes de charges.

Mais l'équation (1) n'est en réalité que trop simplifiée car le changement de débit engendre une variation de vitesse qui à son tour provoque une variation de f et par suite on obtient une autre valeur de h_L

Pour le tracé de nos graphes on suppose, h_L constant

pour mieux apprécier la variation de H en fonction de Q
pour différentes Forces appliquées

De la même manière on étudie les courbes $F = f(Q)$
pour différentes valeurs de H

En outre on étudie les courbes $H = f(F)$ pour
différentes valeurs de Q

Voir ces graphes Fig 1 - 2 - 3 pages suivantes.

7

Pour la détermination de nos courbes on n'est parti du fait que la puissance mécanique T_{cu} est égale à la puissance hydraulique $\gamma Q (H + h_L)$ de la pompe.

En réalité puisque notre concepteur peut pas être idéal il y a donc un certain rendement η des aux pertes de puissance

$$\text{d'où finalement } \eta T_{cu} = \gamma Q (H + h_L)$$

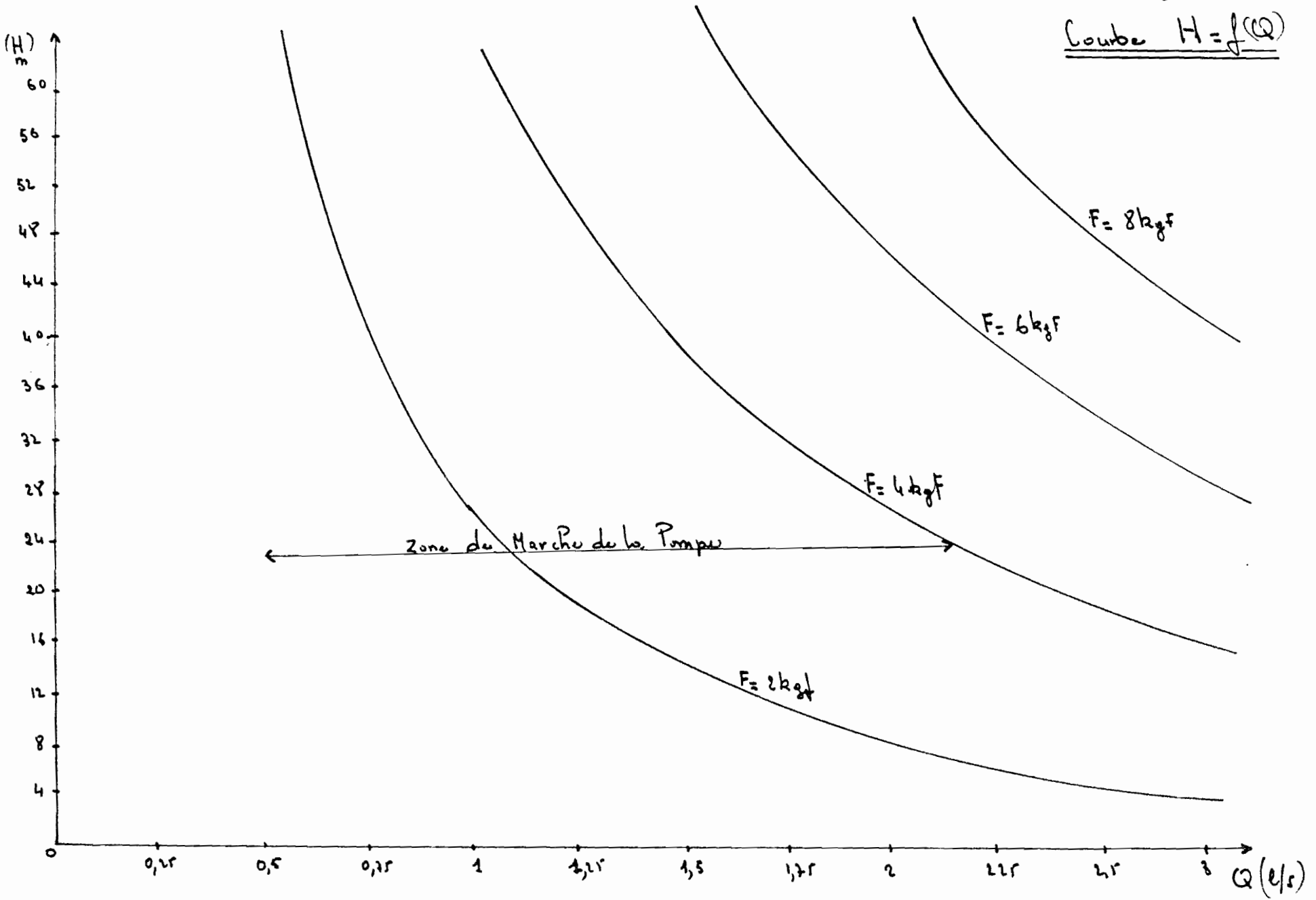
avec $\eta < 1$

Le rendement ne peut être déterminé que pratiquement néanmoins nous avons tracé nos courbes par la première relation c'est à dire en considérant $\eta = 1$

les courbes Fig 1-2-3 ne sont donc que théoriques mais elles se rapprochent grandement de la réalité car nous envisageons peu beaucoup de pertes à cela étant due à la simplicité de la pompe

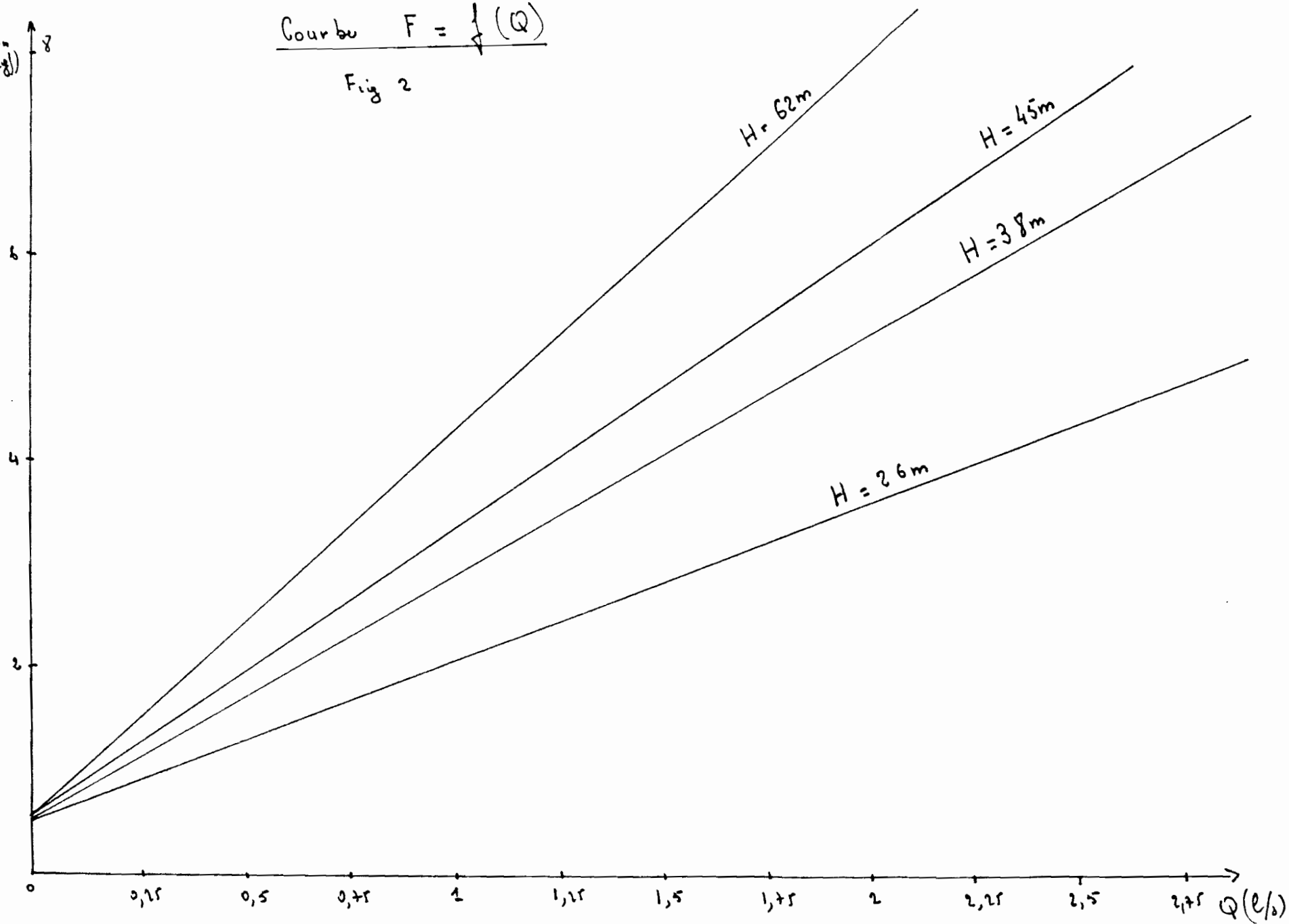
Fig. 1

Courbe $H = f(Q)$



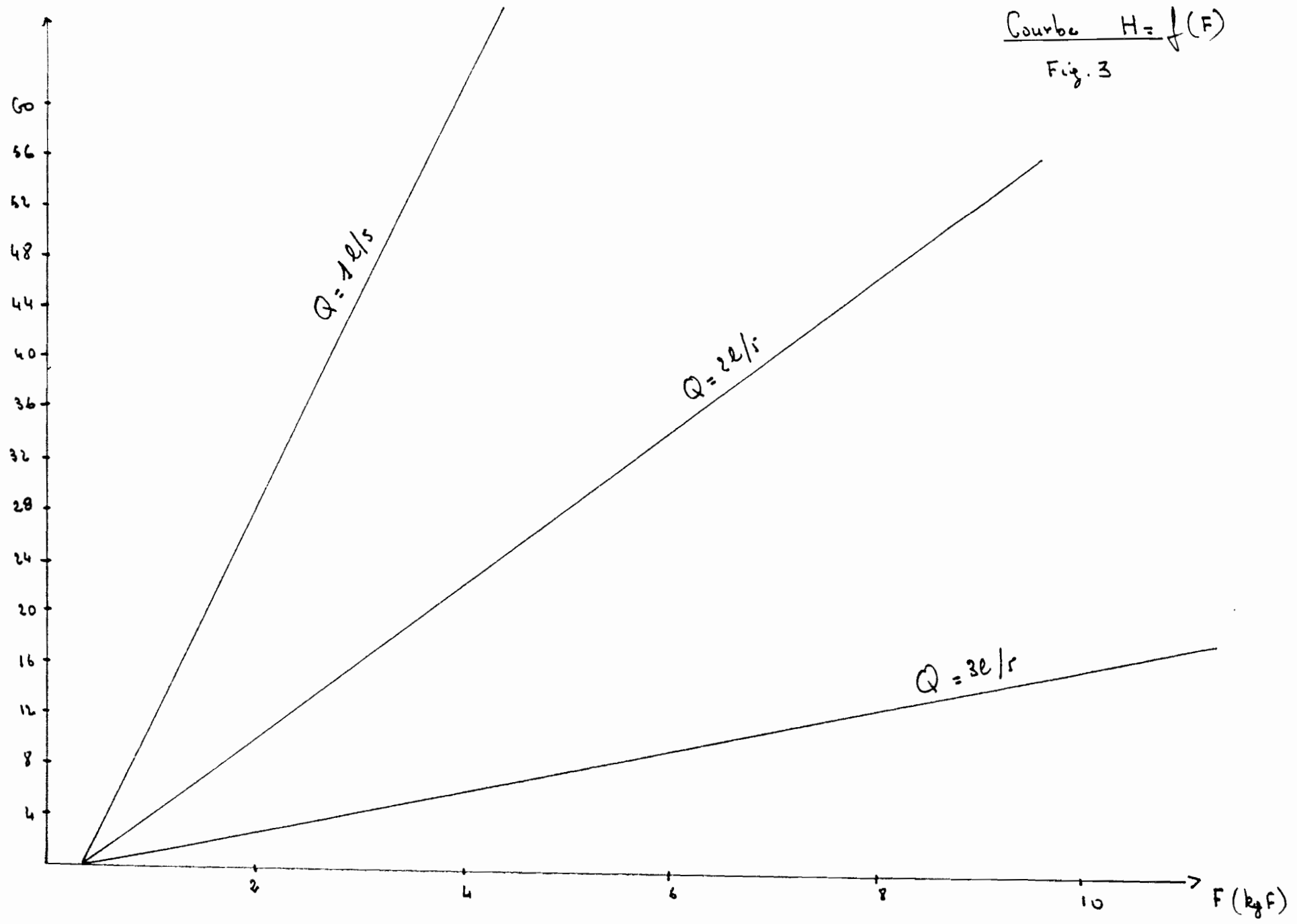
F_{max}
(kg)Courbe $F = f(Q)$

Fig 2



Courbe $H = f(F)$

Fig. 3



CONCLUSIONS

La Pompe

La Pompe que nous venons de concevoir est destinée à l'irrigation dans le monde rural. Nous savons que notre principal problème est de se procurer d'abord de trouver l'eau nécessaire et de s'assurer qu'elle passe en quantité suffisante. Quant à la qualité physique et chimique des eaux peut-être considérer que toutes les eaux ne sont pas favorables au développement des Plantes.

Notre Projet a été plutôt théorique que pratique et est pour cette raison que nous sommes effrayés dans toute cette étude de se référer aux normes et Formules utilisées en Élément de Machine

D'autres sont nos simplifications tiennent au fait que notre machine devait être robuste simple et avec un entretien facile en milieu rural. Le principal problème d'entretien reste le graissage des roulements et le remplacement des pistons usés par des pistons neufs, chose qui peut être facilement exécutée par les habitants des villages habitués à des travaux plus compliqués que ceux-là.

Nous pourrions aussi que lui ou l'Organisme qui aura l'initiative de construire cette pompe et de l'implanter dans les campagnes veuille bien donner la responsabilité d'entretien à une personne habitué à ce genre de travaux et qui possède aussi l'habitude de la technique d'entretien.

Difficultés Rencontrées

En vérité il nous a été difficile en théorie de calculer ou d'imaginer certains paramètres qui auraient pu être déterminés pratiquement si notre projet avait été réalisé pratiquement. Notamment:

- la détermination du frottement de l'arbre par les roulements
- le frottement des pistons par le tuyau qui augmente le jeu de traction F
- le chaîne munie du piston peut se coincer si y a un déplacement de la nappe phréatique
- Enfin un manque d'Informations surtout au Niveau du Ministère du Développement rural puisement au département du Service Hydraulique en matière des eaux exploitables.

DISCUSSIONS

Point de Vue Energetique

Nous avons trouvé que notre pompe pouvait développer une puissance de 5 ch^2 quand l'arbre tournait à une vitesse de 1 tour / seconde ce qui nous amène à penser qu'il si nous doublons la vitesse de rotation on double alors la puissance de sortie ce que nous nous conseillons pas pas à l'utilisateur puisque tous nos calculs ont été effectués sur cette base de $\omega = 1 \text{ Hz}$ d'ailleurs dans la 1^{ère} courbe $H = f(Q)$ nous avons indiqué la zone de fonctionnement idéale pour une vie appréciable de la pompe

Suggestions

Notre Etude c'est à dire notre objectif nous a imposé une pompe mue par un homme ou un animal en d'autres termes l'énergie dépensée par l'énergie musculaire mais on pourrait penser à la motoriser, à l'accoupler à une éolienne ou liaison à un capteur solaire

a) Motorisation

En fait ce n'est pas le but réel cherché. Pour les pompes motorisées on a des pompes beaucoup plus simples telles que les pompes centrifuges, rotatives etc..

b) Accouplement à une éolienne

Il peut être intéressant de penser à accoupler notre pompe à une éolienne qui puisse développer un moment de torsion nécessaire. Les seuls études à ajouter c'est la répartition des vents et leurs vitesses pendant les saisons et aussi le dimensionnement des éléments de l'éolienne.

En définitive cette étude contribuerait beaucoup à une réelle rentabilité de ce projet.

c) Liaison à un capteur solaire

Le problème reste le même que pour la motorisation car les capteurs solaires ne font qu'apporter une source d'énergie électrique qui demande avec l'implantation d'une machine électrique

REFERENCES

Volumes

- Fluid Mechanics STREETER
2^{eme} edition
Appendix C Table C2 Page 712

- Recueil de Normes Mecaniques
Element de Machine I Tome 3
AFNOR 1975 page 212-213

- Formulaires Techniques de Mecanique Generale
page 337

Cours

- Elements de Machine I de M^r Younel
- Elements de Machine II de M^r Gauwin
- Mecanique des Fluides II de M^r Vinh