

486  
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العلي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

SUJET :

COMMANDE HYDRAULIQUE  
D'UNE TABLE RECTIFIEUSE

Proposé et Dirigé par :  
Mr. M. BOUAZIZ

Etudié par :  
HADJ KOUIDER H.

JANVIER 1986



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

SUJET :

COMMANDE HYDRAULIQUE  
D'UNE TABLE RECTIFIEUSE

Proposé et Dirigé par :  
Mr. M. BOUAZIZ

Etudié par :  
HADJ KOUIDER H.

JANVIER 1986

# REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail je remercie monsieur Bouaziz Mohamed pour son aide précieuse et son suivi tout au long de cette étude. Je tiens également à exprimer ma profonde reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

# DEDICACES

Je dedie ce modeste travail

- A la mémoire de mon père
- A ma mère
- A ma famille
- A tous mes amis.

Hocine



الموضوع : تحكم هيدروليكي لطاولة آلة التلميس  
الملخص: يتناول هذا المشروع في دراسة منظومة هيدروليكية  
من أجل الانتقال الطولي لطاولة آلة التلميس وفيد صمم  
هذه الدراسة حساب أبعاد الأجزاء الرئيسية التي هي المكبس  
المضخة ذات المسننات، وأليات التحكم والأمان والضبط  
ونكمل هذه الدراسة بملوحات الرسم التقني.

Sujet : commande hydraulique d'une table de rectifieuse

Resumé : Ce projet a pour but l'étude d'un système hydraulique pour le déplacement longitudinal d'une table de rectifieuse. On y trouve le calcul des principaux organes à savoir le vérin, la pompe à engrenage, les organes de commande, de sécurité et de réglage. Cette étude est complétée par des planches de dessin.

Subject : hydraulic control for a table of a grinding machine

Abstract: the purpose of this project is to study an hydraulic system for the longitudinal displacement of a grinding machine table the main component part of this system which are the jack, the geared pump and finally the component part of control, security and adjustment are designed. this study is completed the technical drawing of this components part.

# TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	1
CHI GENERALITE	2
1 Historique	2
2 Definition	2
3 Avantages	2
4 Inconvenients	3
5 Principales applications	3
6 Choix du type du circuit	4
CHII ETUDE DES ORGANES DU CIRCUIT	
1 Reservoir	5
2 Filtre	5
3 Conduite	5
4 Fluide	5
5 Pompe	6
6 Verin	6
7 Distributeur	7
8 Clapet anti retour	8
9 Valve de sécurité	8
10 Valve de réglage de pression	9
11 Valve de réglage du débit	9
CHIII ETUDE DU CIRCUIT	
1 Schéma du circuit	11
2 Schéma symbolique du circuit	13



3	Tableau des symboles	14
4	Fonctionnement	15
5	Reglage de la vitesse de translation de la table	16

## CHIV CALCUL DES ORGANES DU CIRCUIT

1	Calcul du verin	21
1.1	effort agissant sur la face du piston	21
1.2	dimensionnement du piston	25
1.3	calcul de la tige au flambement	25
1.4	dimensionnement du cylindre	28
1.5	calcul de l'assemblage couvercle - cylindre	30
2	Choix de l'huile hydraulique	33
3	Calcul de la conduite	33
4	Pertes de charge	35
5	Calcul de la pompe	36
5.1	mode de fonctionnement	36
5.2	caractéristique de la pompe	36
5.3	dimension de la denture	37
5.4	étude dynamique	48
5.5	calcul des roulements	52
5.6	calcul du clavetage	53
6	Calcul de la soupape de sûreté	54
7	Calcul de la soupape de retenue	60
8	Calcul du distributeur	62
9	Calcul de la valve de réglage du débit	65

# INTRODUCTION

La commande hydraulique des organes des machines outils repose sur des principes physiques déjà anciens en particulier sur la transmissions des pressions suivant le principe de pascal.

Sous l'effet d'un groupe générateur de débit et d'organes de commande, cette pression est communiquée au moyen d'un fluide aux organes moteurs qui à leur tour transmettent le mouvement.



## 1 Historique

L'hydraulique a une longue histoire puisque nos ancêtres construisaient des barrages des vannes et des roues à aube pour régulariser le débit des eaux et l'utilisent à l'irrigation des terres.

Par contre l'application industrielle des lois de l'hydraulique aux machines outils ne se développe que depuis 1936. Les premières applications ont été réalisées aux USA où la CINCINNATI MILLING MACHINE CO fit étudier correctement le circuit hydraulique et trouve des résultats intéressants dans la commande des Tables des fraiseuses. Puis les Allemands firent des recherches poussées et appliquèrent la transmission hydraulique aux rectifieuses, aux fraiseuses et même aux étaux-limeurs.

## 2 Définition

La commande hydraulique est un ensemble d'organes hydrauliques destiné à mettre en mouvement un mécanisme ou une machine au moyen d'un fluide hydraulique fourni sous pression.

## 3 Avantages

- Possibilité de faire varier la vitesse d'avance d'une façon continue
- Grande souplesse des mouvements: tels amortissements des vibrations, suppression des chocs aux renversements

de marche et maintient de la vitesse constante independamment des variations de charge, travail possible avec charges negatives.

- simplicité de construction : organes et commandes
- Sécurité de fonctionnement : telle la possibilité de modifier les butées de réglage à pleine charge et sécurité en d'efforts anormaux.
- toutes les pièces mobiles du dispositif hydraulique sont lubrifiées par l'huile utilisée.

### 4 Inconvénients

- Les pertes de charges limitent la distance de transmission
- Problèmes d'étanchéité qui est très délicat surtout dans le cas des machines à grande course (ex: Roboteuse)

### 5 Principales applications

La commande hydraulique trouve son application dans plusieurs domaines.

- L'industrie utilise largement les commandes hydrauliques  
Exemple : machines outils (commande d'avance des rectifieuses, commande d'avance des tours à reproduire etc.)
- Marine : exemple, commande hydraulique des barres à gouvernes, des tourelles des grues des treuils, des stabilisateurs de roulis des panneaux de coles, etc.
- Aviation : commande de la montée et de la descente de l'atterrisseur, les freins sur roue, etc.
- Armée : commande hydraulique pour tourelles de char.

# Choix du circuit hydraulique

4

Le choix du circuit hydraulique varie avec la nature du mouvement de l'organe récepteur et avec le mode de réglage de la vitesse.

Pour ceci nous choisissons un circuit hydrauliques comportant un récepteur à un mouvement alternatif (verin), une pompe à débit constant (pompe à engrenage) organes de commande (distributeur, robinet), organes de sécurité (valve de sûreté) et organes de réglage (étrangleur, valve de réglage de pression).

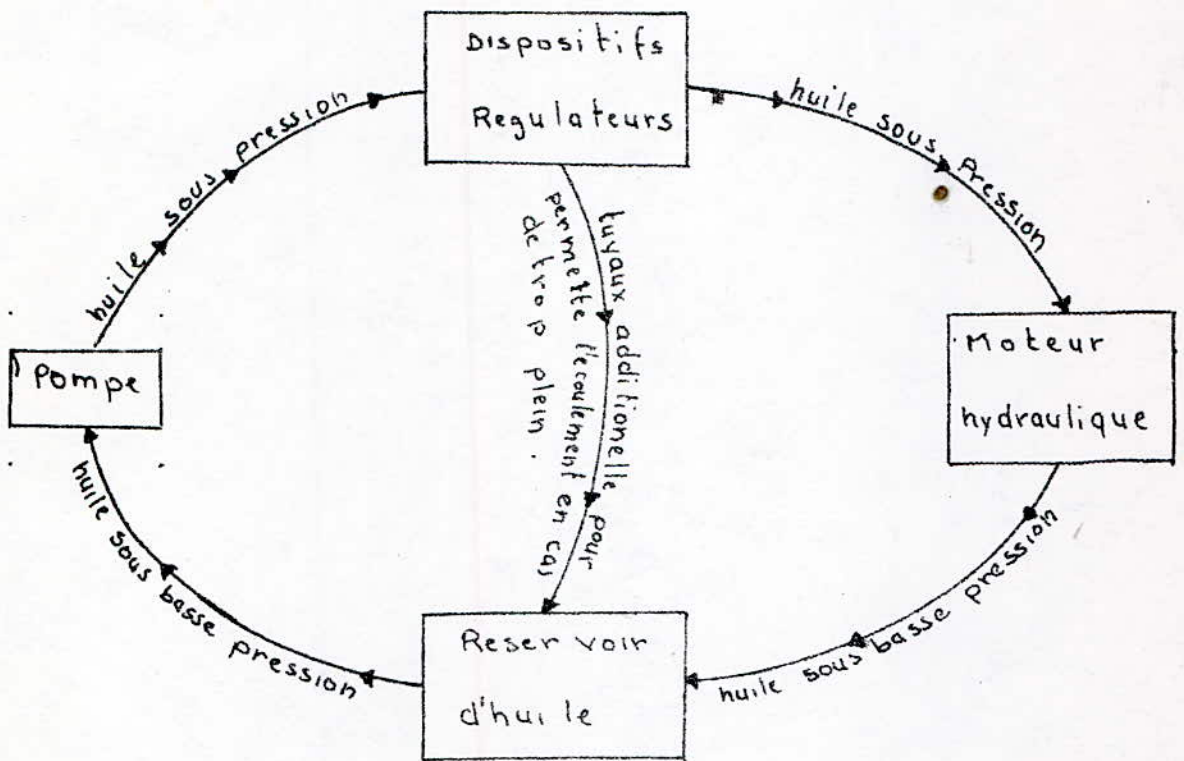


schéma de circuit élémentaire.



# CHII ETUDE DES ORGANES DU CIRCUIT

## 1 Reservoir

il a pour rôle de contenir l'huile de réserve du circuit de le décanter et aussi de réaliser la séparation des impuretés. Il maintient le fluide à une température admissible.

## 2 Filtre

il se compose essentiellement d'un corps et d'un élément filtrant constitué de fibres métalliques qui possèdent une très grande capacité d'arrêt des particules. Il a pour rôle de maintenir le fluide propre en le débarrassant des impuretés apportés par l'air, les tiges du verin ou provenant de l'usure des organes.

## 3 Conduite

Dans laquelle le fluide est véhiculé d'un élément à un autre. L'épaisseur de la paroi et la matière dépendent de la plus forte pression à supporter.

## 4 Fluide

Les huiles minérales sont les plus employées, elles sont bon marché abondantes et stables.

L'huile hydrauliques à deux rôles important à jouer :

- Elle doit Transmettre l'énergie avec efficacité
- Elle doit lubrifier à fond.

Pour que l'huile hydraulique satisfait aux exigences



Précédentes, elle doit posséder les propriétés suivantes:

- viscosité appropriée afin de couler librement
- Pouvoir lubrifiant afin de bien lubrifier les surfaces coulissantes.
- La résistance à l'oxydation afin que les pièces ne soient pas attaquées par l'oxydation de l'huile.
- La résistance à la rouille et à la corrosion afin de ne pas endommager les pièces ajustées à haute précision

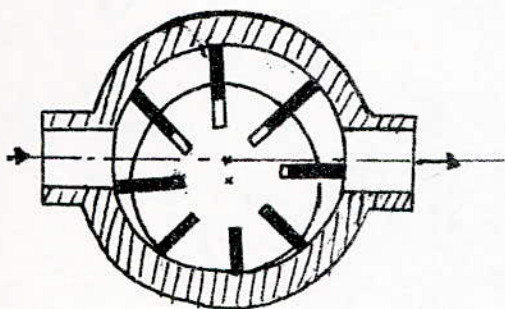
## 5. Pompe

c'est une machine réceptrice actionnée par un moteur, elle a comme but d'aspirer le fluide et de le refouler sous pression dans le circuit.

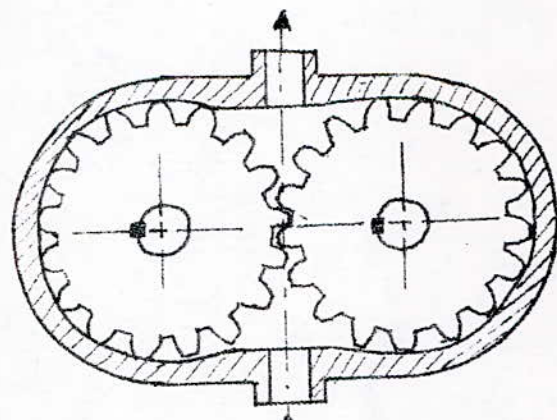
Elle transforme l'énergie mécanique en énergie de pression.

Il existe différents types de pompes utilisés dans les dispositifs hydrauliques.

- Pompes à palettes
- Pompes à pistons
- Pompes à engrenages.



Pompe à palette



pompe à engrenage

fig-1

## 6 Verins

sont des organes qui reçoivent l'énergie hydraulique et le transforment en énergie mécanique sous forme de translation.

Un verin se compose essentiellement d'un cylindre, de deux couvercles, d'un piston et d'une tige. La liaison piston cylindre doit garantir la meilleure étanchéité celle-ci est obtenue par le déplacement sur le piston des pièces en caoutchouc synthétique dites garnitures d'autres garnitures sont placées au passage de la tige du piston dans le couvercle du cylindre.

On distingue les verins

- A simple effet : il est caractérisé par l'action du fluide qui agit sur une seule face du piston le retour est assuré par un ressort.

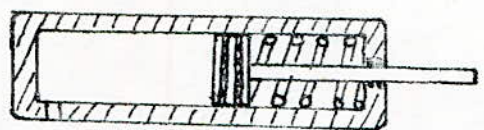


fig 2

- A double effet : Dans ce cas le verin travaille par différence de pression, le fluide agit sur les deux faces mais la tige se déplace du côté de la pression la plus faible.

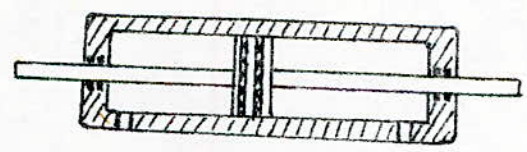


fig 3

## 7 Distributeur

c'est un organe qui permet de faire communiquer un ou plusieurs conduits avec l'un ou l'autre de deux conduits qui sont généralement la pression et la bache.

Les principaux distributeurs sont :

- soit à clapets
- soit à tiroir



Le distributeur à tiroir est le plus utilisé il est

constitué d'un tiroir qui est une espèce de piston sur lequel une ou plusieurs gorges périphériques sont usinées et qui occupent successivement deux ou trois positions le long du cylindre.

La commande s'effectue par action

- Manuelle ou mécanique
- pneumatique ou hydraulique
- électromagnétique.

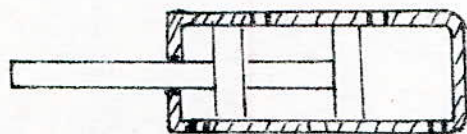


fig 4

### 3 Clapet anti retour

c'est un organe destiné à autoriser le débit dans un sens et à l'interdire dans l'autre.

Il est généralement composé de trois éléments.

- Un corps fixe formant cavité
- Une sphère qui joue le rôle d'obturateur
- Un ressort qui applique l'obturateur sur son siège

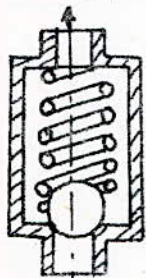


fig 5

### 3 Valve de sécurité

c'est un organe destiné à limiter la pression d'un circuit, c'est à dire empêcher que la pression du circuit d'huile ne dépasse une limite déterminée.

Elle est constituée par un corps cylindrique dans lequel

se déplace une tige comportant une extrémité conique  
la valve est maintenue sur son siège par l'action  
d'un ressort dont la tension est réglée par une vis.

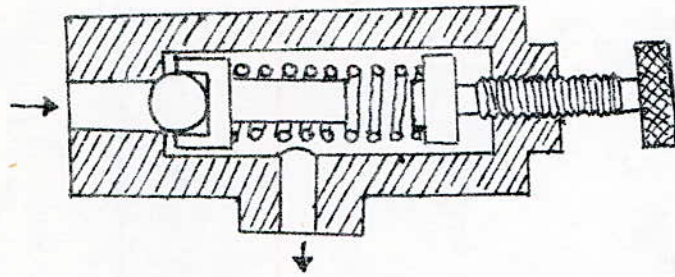


fig 6

## 10-Valve de réglage de pression

sert pour maintenir dans un circuit hydraulique une  
pression déterminée stable. L'action de cette valve est de  
produire un étranglement de la section de conduite.

Elle est constituée d'un piston pouvant se déplacer  
dans un corps est maintenue en position basse par  
un ressort. Quand la pression du circuit aval est  
supérieure à l'action du ressort le piston se soulève  
réduit la lumière de passage crée une perte de charge  
qui réduit la pression

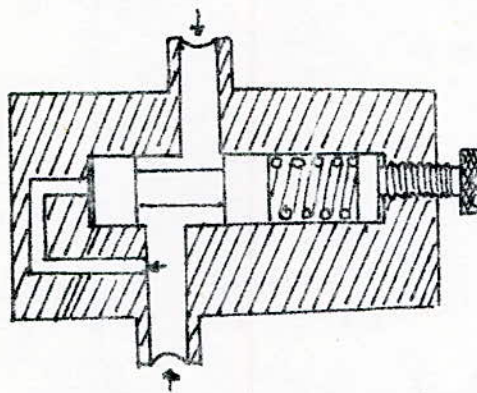


fig 7

## 11-Valve de réglage de débit

Elle sert à régler le débit d'huile admis dans la  
chambre d'un cylindre afin d'obtenir une petite  
ou grande vitesse de translation du piston



qui est à son tour relié à la table par la tige

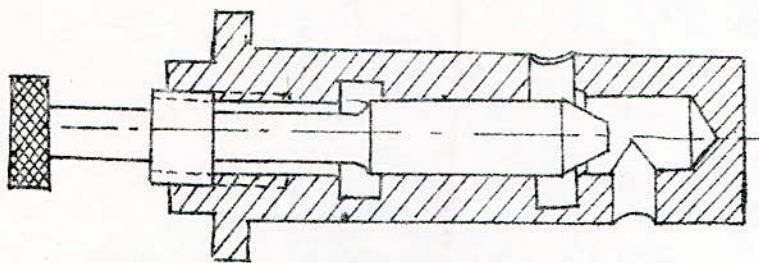


fig 8

# CHIII ETUDE DU CIRCUIT

## 1 Schéma du circuit

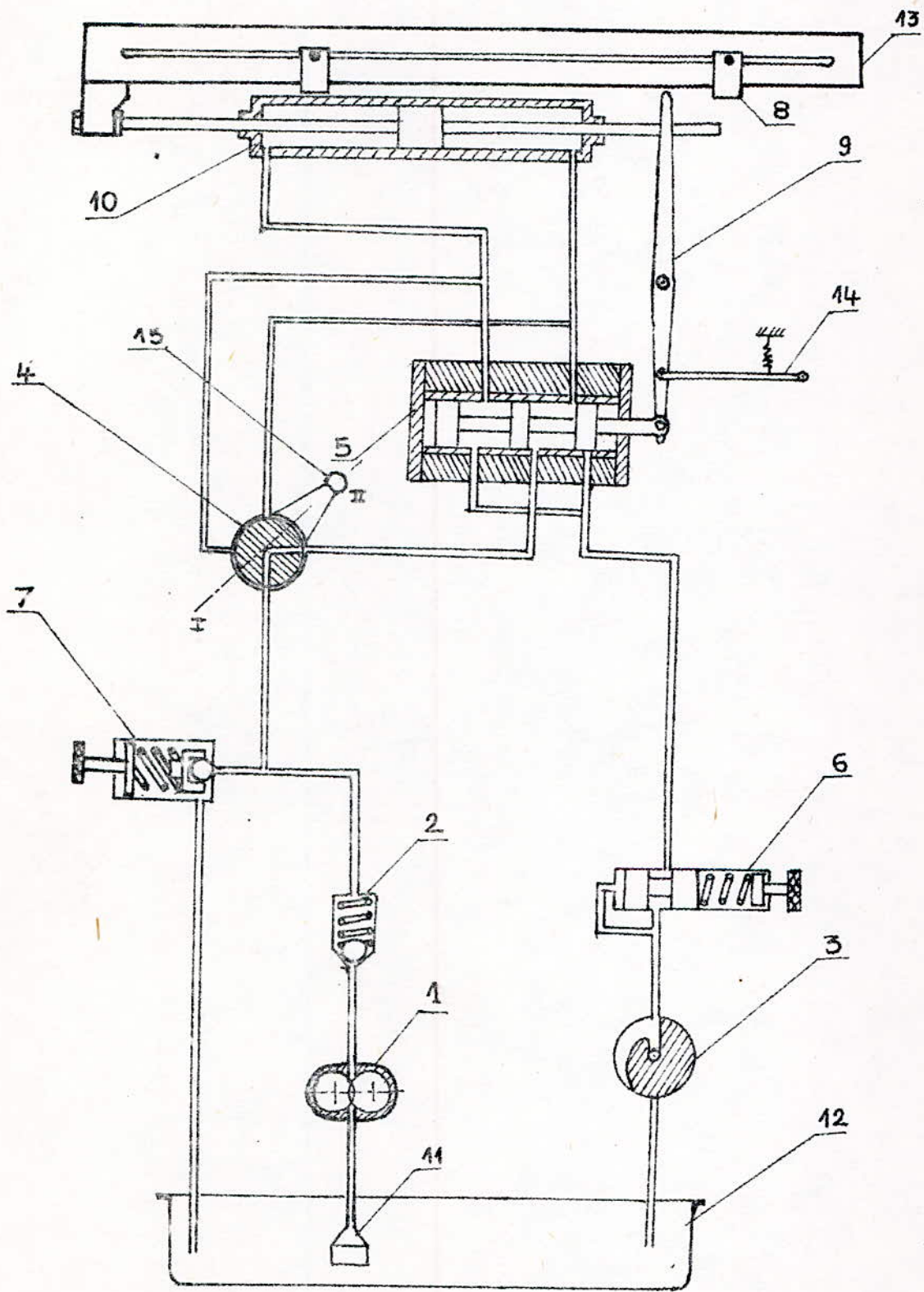


fig 9

- 1 Pompe
- 2 Valve de retenue
- 3 Valve de réglage de la vitesse de la table
- 4 Robinet à quatre voies
- 5 Distributeur à tiroir
- 6 Valve de Régulation de pression
- 7 Valve de sécurité
- 8 Butée de réglage de course
- 9 levier de commande du tiroir du distributeur
- 10 Verin hydraulique
- 11 Filtre
- 12 Reservoir
- 13 Table
- 14 cliquet
- 15 Manette pour la commande du robinet

## 2 Schema symbolique

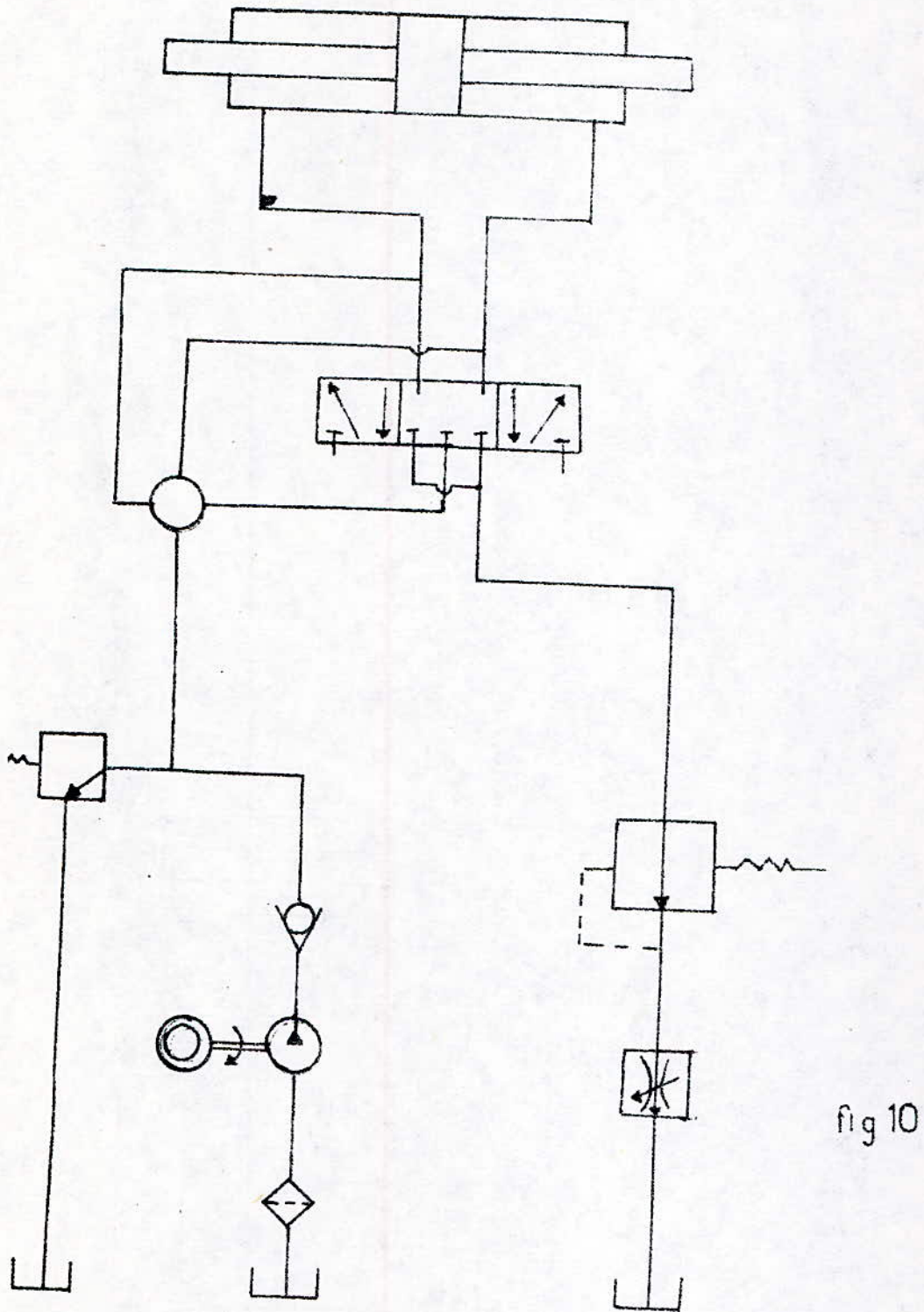




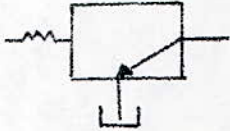
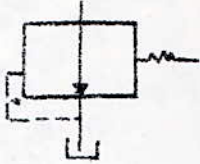


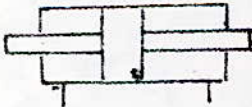


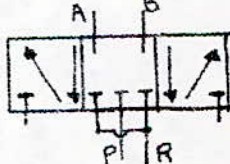

fig 10

remarque :

En vue de clarifier le schéma, l'unique réservoir d'huile est représenté symboliquement toutes les fois qu'un retour d'huile est envisagé.



## 3 Tableau des symboles

Designations	Symboles
Régulateur du débit réglable	
Clapet anti retour	
Clapet de sécurité	
Clapet de réglage de pression	
Pompe à débit constant	
Filtre	
Verin double effet à double tige	
Moteur électrique	
Arbre tournant	
Distributeur à 5 orifices et trois positions dont la centrale représente celle du repos	
Réservoir	

## 4 Fonctionnement

L'huile refoulée par la pompe ① arrive au cylindre ⑩ de commande de la table ⑬. L'huile sous pression arrive aux robinet à quatre voies ④ qui manœuvré à la main peut prendre deux positions

### a) Position I

- Arrêt de la commande hydraulique de la table

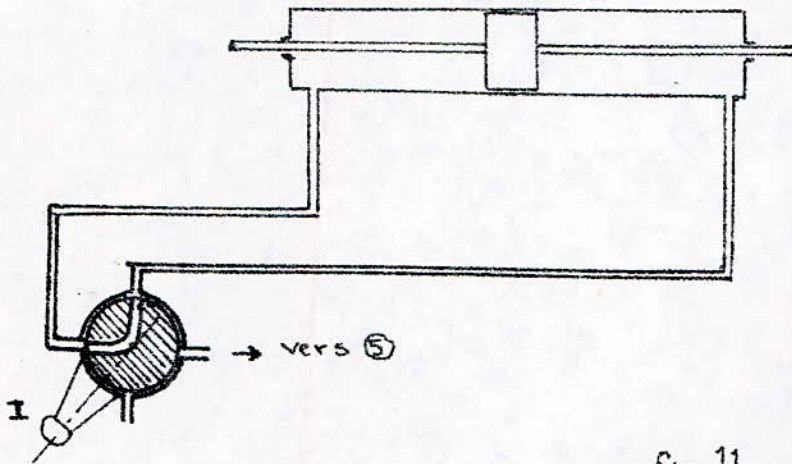


fig 11

Le schéma montre que l'admission d'huile au cylindre est coupée. le déplacement à la main de la table lent ou rapide est possible, puisque la position du robinet ④ permet le passage d'huile de l'espace droit et réciproquement.

## b) Position II

- Mise en marche.

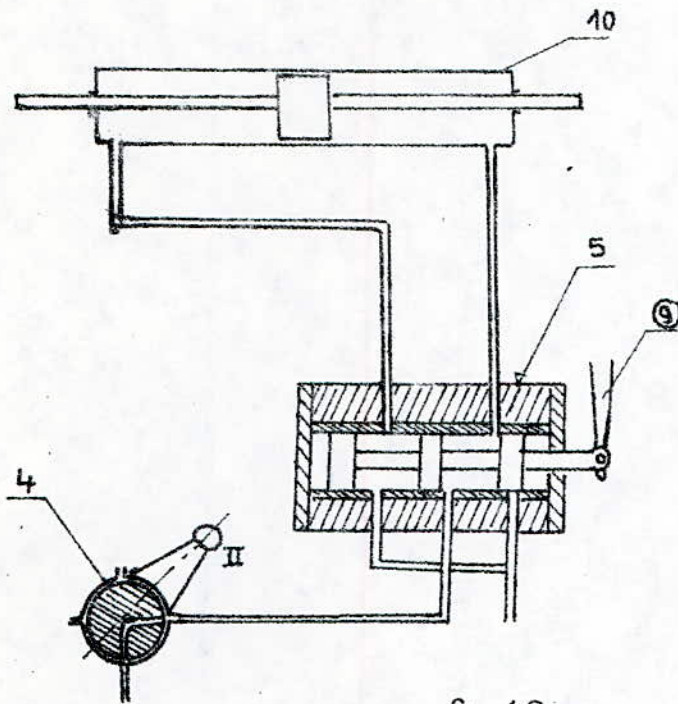


fig 12

Le robinet (9) est amené dans la position II, l'huile sous pression peut passer dans le distributeur (5) et par suite dans l'espace gauche du cylindre (10) d'ou la table se deplace vers la droite et par l'action des butées (8) sur le levier (9) qui commande le distributeur (5) celui-ci change de sens et le mouvement de la table est inversé.

## Reglage de la vitesse de la table

On considère deux cas:

- a) Réglage de la vitesse par la valve de régulation du débit sur la conduite d'alimentation.



Pour cela on considère le schéma suivant

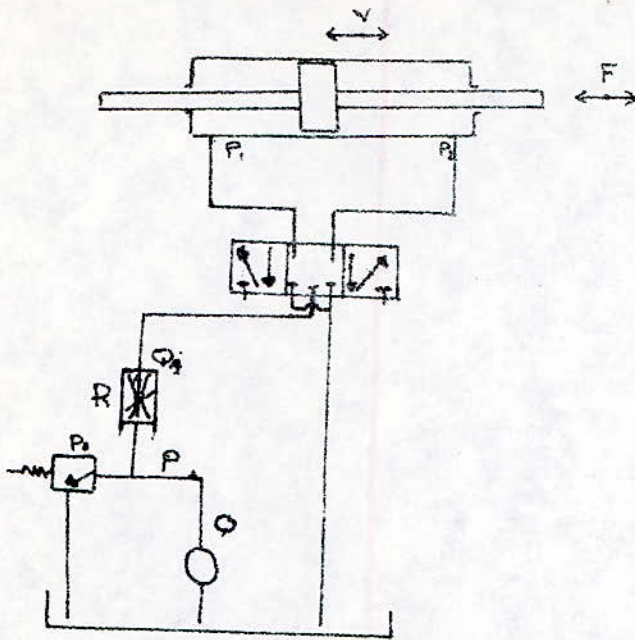


fig 13

On considère le mouvement du piston à vitesse constante la pompe à un débit  $Q$  et la soupape de sûreté s'ouvre pour une pression  $p_0 > P$ .

On suppose que la résistance hydraulique comme étant  $R$  et le débit traversant le régulateur est  $Q_1$ .

On obtient alors la relation suivante.

$$P - P_1 = R Q_1$$

la pression  $P_2$  étant nulle, on a  $P_1 = \frac{F}{S}$

$$\text{D'où } P = P_1 + Q_1 R = \frac{F}{S} + Q_1 R$$

si  $\frac{F}{S}$  est faible, on aura

$$P = \frac{F}{S} + R Q < P_0$$

donc la soupape de sûreté ne s'ouvre pas tout le

le bit de la pompe passe dans la chambre du verin  
 on peut donc régler la vitesse que pour des valeurs de  $R$   
 suffisamment grande.

si  $R$  est petite on a deux cas à considérer

$$1) F < s p_0 - s R \varphi$$

$$\text{Donc la vitesse sera } v = \frac{\varphi}{s}$$

$$2) F > s p_0 - s R \varphi$$

Dans ce cas  $p$  sera égale à  $p_0$  car la soupape s'ouvre  
 on aura alors

$$P = \frac{F}{s} + R \varphi_1 = p_0$$

$$\text{Donc } \varphi_1 = \frac{p_0 - F/s}{R} \quad \text{et} \quad v = \frac{\varphi_1}{s} = \frac{p_0}{R s} - \frac{F}{R s^2}$$

Dans ce cas la vitesse s'annule pour  $F = p_0 s$   
 donc il n'y a plus de débit qui passe au verin

Etude des puissances.

la puissance fournie à la pompe par le moteur  
 est  $\mathcal{P}$  et celle cédée par la tige du piston à la Table  
 est  $\mathcal{P}'$

Pour le premier cas

$$\mathcal{P} = \varphi p = \varphi^2 R + \frac{F}{s} \varphi$$

$$\mathcal{P}' = v F = \frac{\varphi}{s} F$$

Ainsi que le rendement :

$$\rho = \frac{\mathcal{P}'}{\mathcal{P}}$$

Pour le deuxième cas

- Puissance fournie à la pompe

$$\mathcal{P} = \varphi P_0 = ct$$

- Puissance cédée par la tige

$$\mathcal{P}' = VF = \left( \frac{P_0}{RS} - \frac{F}{RS^2} \right) F \quad \text{est valable pour}$$

$$P_0 S^2 - RS\varphi < s p_0$$

le rendement  $p$  est maximal pour  $F = \frac{s p_0}{2}$

$$\text{d'où } p = \frac{\mathcal{P}'}{\mathcal{P}} = \frac{\left( \frac{P_0}{RS} - \frac{F}{RS^2} \right) F}{\varphi P_0}$$

$$p_{\max} = \frac{\left( \frac{P_0}{RS} - \frac{s p_0}{2RS^2} \right) \frac{s p_0}{2}}{\varphi P_0} = \frac{P_0}{4R\varphi} \quad (1)$$

On constate que  $p$  diminue quand  $R$  augmente  
ce qui correspond aux faibles vitesses.

Pour  $F > s p_0 - SR\varphi$  avec  $F = \frac{s p_0}{2}$

On aura  $\frac{s p_0}{2} > s p_0 - SR\varphi \Rightarrow R > \frac{P_0}{2\varphi}$

à l'équation (1) on a  $R = \frac{P_0}{4\varphi p_{\max}}$

$$R = \frac{P_0}{4\varphi p_{\max}} > \frac{P_0}{2\varphi} \Rightarrow p_{\max} < \frac{1}{2}$$

onc ce système à un rendement faible. la vitesse  
e depend pas uniquement de  $R$  mais elle depend  
ussi de l'effort  $F$  à vaincre (Perturbation)



b) Réglage de la vitesse par la valve de régulation sur la conduite de retour au bac. considérons le schéma suivant.

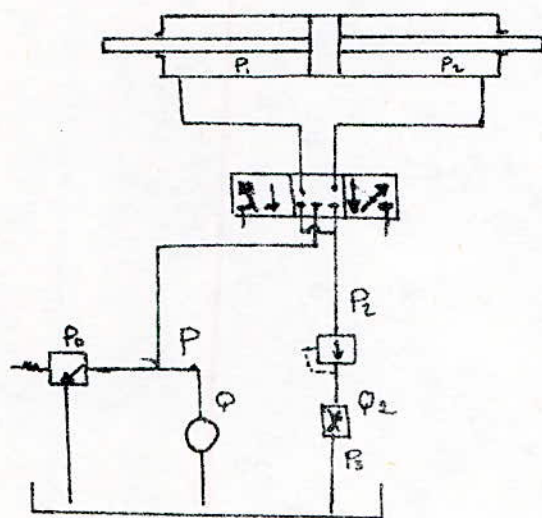


fig 14

considérons la valve de régulation de pression en régime permanent est en équilibre c'est à dire

$$N = P_2 s'$$

où  $N =$  Force du ressort

$s' =$  section du tiroir de la valve.

Le débit qui traverse la valve d'étranglement est  $Q_2$

$$Q_2 R = P_2 - P_3 \Rightarrow Q_2 = \frac{N}{s' R} - \frac{P_3}{R}$$

la vitesse du piston est :

$$v = \frac{Q_2}{s} = \frac{N}{s' R s} - \frac{P_3}{R s} = \frac{1}{R s} \left( \frac{N}{s'} - P_3 \right)$$

On constate que la vitesse  $v$  est indépendante de  $F$ . la pression de refoulement de la pompe est

$$P_1 = P_2 + \frac{F}{s}$$

et la puissance fournie à la pompe vaut

$$P = Q P_1 = Q \left( P_2 + \frac{F}{s} \right) = Q \left( \frac{N}{s'} + \frac{F}{s} \right)$$

Ainsi que la puissance cédée à la table

$$P' = vF = \frac{F}{RS} \left( \frac{N}{S'} - P_3 \right)$$

le rendement est

$$\rho = \frac{P'}{P} = \frac{\frac{F}{RS} \left( \frac{N}{S'} - P_3 \right)}{\varphi \left[ \frac{N}{S'} + \frac{F}{S} \right]}$$

$$\rho = \frac{1}{RS} \left[ \frac{\frac{N}{S'} - P_3}{\varphi \left( \frac{N}{S'F} + \frac{1}{S} \right)} \right]$$

Le rendement  $\rho$  augmente quand  $F$  augmente.

Ces résultats sont valables tant que la soupape de sûreté reste fermée  $p < p_0$ . Quand celle-ci s'ouvre  $p$  devient constante et l'équilibre du tiroir du piston du verin exige que  $p_2$  diminue d'où le tiroir de la valve diminue l'ouverture.

Dans ce deuxième cas le réglage de la vitesse est possible par simple modification de  $R$ , puisque cette vitesse ne dépend pas de l'effort  $F$  donc elle est plus uniforme que celui du cas (a)

# CALCUL DES ORGANES <sup>22</sup>

## DU CIRCUIT

Pour calculer ses organes on doit faire appel à des données pratiques de base.

Nous supposons que cette machine est destinée à rectifier des surfaces planes des pièces différentes en acier, Fonte et métaux non ferreux en utilisant une meule répondant à ces caractéristiques et qui travaille tangentiellement. Pour ce choix les constructeurs ont donné des gammes de vitesses.

- vitesses de déplacement longitudinal de la Table :

$$v_t = 3 \text{ à } 16 \text{ m/min}$$

- vitesse circonferentielle de la meule :

$$v_m = 20 \text{ à } 30 \text{ m/s}$$

La pression d'huile à l'intérieur de la chambre du cylindre est supposée égale à  $P = 8 \text{ bar}$ , ainsi que la course du piston  $c = 600 \text{ mm}$  et la largeur de la meule  $b = 40 \text{ mm}$

## Calcul du verin

1 Effort appliqué sur la face du piston

Pour que la table se déplace, elle doit vaincre les efforts qui s'opposent à son mouvement, effort tangentiel  $F_t$  dû par la meule sur la pièce (effort dû à l'usinage) et effort dû au frottements.



L'effort tangentiel  $F_t$  est donné approximativement par la relation suivante (dans technique d'usinage)

$$F_t = 0,5 + 2500 \frac{\dot{\phi}}{V_m} \quad (1)$$

où  $F_t$  est donné en daN

$\frac{\dot{\phi}}{V_m}$  est donné en  $\text{mm}^2$

$\dot{\phi}$  = débit de copeau [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ]

$V_m$  = vitesse de la meule [ $\text{mm}/\text{s}$ ]

. Débit de copeau

$$\dot{\phi} = V_p S = V_p b p \quad (2)$$

où  $V_p$  = vitesse de la pièce (Table)

$S$  = section de contact

$b$  = largeur de contact (dans notre cas égale à la largeur de la meule)

$p$  = profondeur de passe

La profondeur de passe dépend du matériau usiné et du Type d'opération (ébauche ou finition)

Pour l'acier:  $p = 0,01$  à  $0,05$  en ébauche

$p = 0,002$  à  $0,005$  en finition

Pour la fonte:

$p = 0,01$  à  $0,04$  en ébauche

$p = 0,005$  à  $0,01$  en finition

Pour le calcul on prend le cas défavorable c'est à dire on prend la profondeur de passe la plus élevée en ébauche

A.N  $p = 0,05$  mm

$V_p = 16$  m/mn

$b = 40$  mm

$$\dot{\phi} = \frac{16 \cdot 10^3}{60} \cdot 40 \cdot 0,05 = 533,28 \text{ mm}^3/\text{s}$$

- L'effort résultant  $F_f$  dû aux frottements, dans les glissières de la table, du piston dans le cylindre et des tiges dans les garnitures.

$$F_f = \rho F \quad (3)$$

où  $F$  = effort dû à la pression pour le déplacement de la Table.

$\rho$  = coefficient de frottement.

Pour que la Table puisse se déplacer il faut que

$$F > F_t + F_f$$

On introduit (1) et (3) dans cette inégalité.

$$F > 0,5 + 2500 \frac{\phi}{V_m} + \rho F$$

$$\Rightarrow F > \frac{0,5 + 2500 \frac{\phi}{V_m}}{1 - \rho} \quad (4)$$

A.N

$$\phi = 533,28 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_m = 20 \text{ m/s}$$

$$\rho = 0,3$$

$$F > \frac{0,5 + 2500 \frac{533,28}{20 \cdot 10^3}}{1 - 0,3} = 95,9 \text{ daN} \approx 96 \text{ daN}$$

l'effort  $F$  est également donné par l'expression suivante:

$$F = \Delta P S \quad (5)$$

où  $\Delta P$  = différence de pression entre les deux chambres du vérin

$$S = \text{section agissante} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

dans laquelle

$D$  = diamètre du piston

$d$  = diamètre de la tige

$$\text{On a } F = \Delta P S > 96 \Rightarrow S > \frac{96}{\Delta P} \quad (6)$$

Pour une course donnée  $c = 600 \text{ mm}$ , d'après le catalogue

de normalisation des verins, on déduit les diamètres de la tige du piston.

$$D = 63 \text{ mm}$$

$$d = 36 \text{ mm}$$

lorsque la contre pression sert à assurer la régularité de l'avance  $P_2 = 3 \text{ à } 12 \text{ bar}$

on adoptera  $P_2 = 3 \text{ bar}$

$$\text{d'où } \Delta P = P_1 - P_2 = 8 - 3 = 5 \text{ bar}$$

$$\text{A.N } S > \frac{960 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^5} = 1920 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} (63^2 - 36^2) = 2099,36 \text{ mm}^2 \approx 2100 \text{ mm}^2$$

donc on remarque que la condition est vérifiée.

$$\text{d'où } F = 5 \cdot 2100 \cdot 10^{-2} = 105 \text{ daN}$$

2 Dimension du piston.

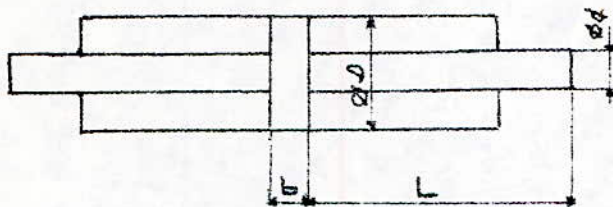


fig 15

largeur du piston  $b = 0,2D \text{ à } 0,5D$

on adoptera  $b = 0,5D$

$$\text{A.N } b = 0,5 \cdot 63 = 31,5 \text{ mm}$$

3 Calcul de la tige au flambement

L'effort maximal dû à la pression d'huile Transmis à la tige sera nécessaire pour le déplacement de la table. Pour



cela la tige est soumise au flambage.

Pour la construction nous choisissons un acier de nuance A0NC6, dont les caractéristiques sont:

- limite à la rupture  $R = 83 - 118 \text{ daN/mm}^2$
- limite à l'élasticité  $R_e = 61,5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$
- coefficient de sécurité  $\lambda = 1,5 \div 5$

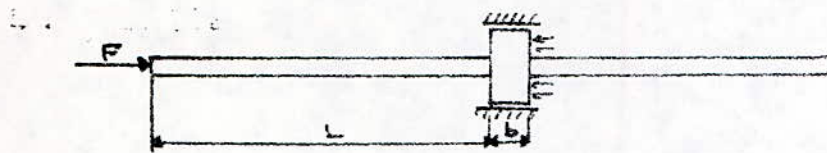


fig 16

Le piston subit la poussée du fluide hydraulique qui lui sert d'appui au niveau de la tête et est guidé en translation par les parois du cylindre l'extrémité de la tige reçoit la réaction  $F$  de la table, dans le cas défavorable la longueur de la tige soumise au flambement est  $L = 800 \text{ mm}$ .

Le calcul relatif au flambement peut être fait soit par la formule d'Euler soit par celle de Rankine.

#### a) Formule d'Euler

la charge critique de flambement est donnée par

$$F_c = \frac{\pi^2 E I_{AB}}{L_0^2} \quad (7)$$

où  $E$  = module d'élasticité longitudinal du matériau

$I_{AB}$  = moment quadratique nominal de la section

$L_0$  = longueur fictive libre au flambement qui

depend du mode d'encastrement

Dans notre cas  $L_0 = 2L$

la formule (7) est applicable pour un élanement

$$\lambda = \frac{L}{r} > \lambda_c = 100$$

#### b) Formule de Rankine.

C'est une formule tenant compte de la compression simple

et de la contrainte de compression due à la charge critique

$$F_c \leq \frac{\sigma_{adm} \cdot S}{1 + \beta \left(\frac{L_0}{\rho}\right)^2} \quad (8)$$

cette formule est applicable pour  $\frac{L}{\rho} < \frac{1}{\sqrt{\beta}}$

soit pour l'acier  $20 < \frac{L}{\rho} < 100$

dans laquelle

$\sigma_{adm}$  = contrainte admissible à la compression

$L_0$  = longueur fictive libre au flambement

$\rho$  = rayon de giration

$S$  = section droite de la tige.

On calcul certain paramètre puis on détermine dans quel cas la tige doit être calculer au flambement.

- Rayon de giration

$$\rho = \sqrt{\frac{I_{KB}}{S}} = \sqrt{\frac{\pi d^4}{64} \cdot \frac{4}{\pi d^2}} = \frac{d}{4}$$

- Elancement

$$\lambda = \frac{L_0}{\rho} = \frac{2L}{\rho} = \frac{8L}{d}$$

A.N  $L = 800 \text{ mm}$

$d = 36 \text{ mm}$

$\lambda = \frac{8 \cdot 800}{36} = 177,7$

$\lambda > \lambda_c = 100$

Donc la relation d'Euler est applicable.

charge critique  $F_c = \frac{\pi^3 E d^4}{256 L^2} \quad (2)'$

A.N Pour l'acier  $E = 21000 \text{ daN/mm}^2$ .

$F_c = \frac{\pi^3 \cdot 21000 \cdot 36^4}{256 \cdot 800^2} = 6674,1 \text{ daN}$

la charge axiale admissible  $F \leq \frac{F_c}{\beta} \quad (9)$

avec  $\beta$  = coefficient de sécurité



Pour l'acier  $\lambda = 4 \text{ à } 5$ .

On adoptera  $\lambda = 4,5$

$$\text{A.N } \frac{F_c}{\lambda} = \frac{6674,1}{4,5} = 542,8 \text{ daN}$$

$$F = 168 \text{ daN}$$

$$F < \frac{F_c}{\lambda}$$

La condition au flambement est donc vérifiée avec une large sécurité.

On adopte finalement les dimensions du piston et la tige

$$D = 63 \text{ mm}$$

$$b = 31,5 \text{ mm}$$

$$d = 36 \text{ mm}$$

$$L = 800 \text{ mm}$$

#### 1-4 Dimension du cylindre.

Le diamètre intérieur du cylindre est imposé par les dimensions de la tête du piston soit  $D = 63 \text{ mm}$ .

La pression dans le cylindre est celle développée par la pompe en tenant compte des pertes, elle est égale à  $P_c = 8 \text{ bar}$

Pour calculer l'épaisseur du cylindre on doit traiter le cas suivant.

- cas d'un cylindre soumis à une pression intérieure et une pression extérieure.

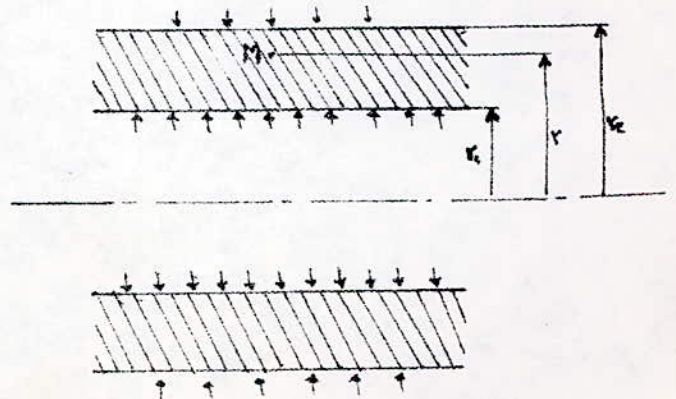
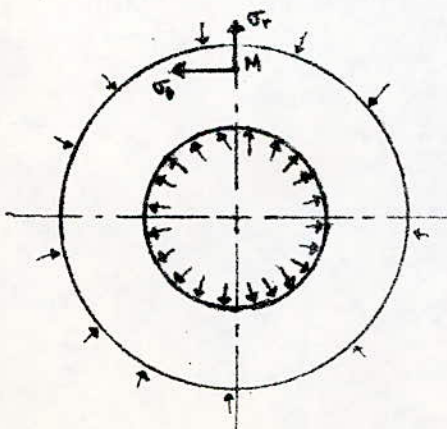


fig 17



Preons un point M sur le cylindre situe a une distance  $r$  du centre. Les contraintes en ce point sont.

- contrainte suivant une direction radiale

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + (P_e - P_i) \frac{r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (10)$$

- contrainte suivant une direction tangentielle

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} - (P_e - P_i) \frac{r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \cdot \frac{1}{r^2} \quad (11)$$

La contrainte  $\sigma_t$  est une traction si elle est negative et une compression si elle est positive.

$P_e$  = pression exterieure

$P_i$  = Pression interieure

$r_e$  = rayon exterieur

$r_i$  = rayon interieur

$r$  = rayon sur lequel se trouve le point M.

Dans le cas le plus frequent la pression exterieure  $P_e$  est negligeable devant  $P_i$ , on admet donc  $P_e = 0$

Les expressions (10) et (11) se simplifient.

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} - \frac{P_i \frac{r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2}}{r^2} = \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_e^2}{r^2} \right) P_i < 0 \quad (10)'$$

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{P_i \frac{r_e^2 r_i^2}{r_e^2 - r_i^2}}{r^2} = \frac{r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_e^2}{r^2} \right) P_i > 0 \quad (11)'$$

l'epaisseur du cylindre est donnee par la formule suivante

$$e \geq \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{R_p + P}{R_p - P}} - 1 \right] \quad (12)$$

o  $D$  = diametre interieur du cylindre

$R_p$  = Resistance pratique du Metal.

pour obtenir une bonne etancheite des parois, le cylindre sera execute par forgeage et sera trempe et rectifie ensuite. On prendra un acier de nuance 10NC 6 dont les caracteris-

-tigue sont :

- Resistance à l'élasticité  $R_e = 61,5 \text{ daN/mm}^2$
- Resistance à la rupture  $R_r = 83-118 \text{ daN/mm}^2$
- coefficient de sécurité  $\lambda = 1,5 - 5$

On adoptera  $\lambda = 3$

$$\text{A.N } R_p = \frac{R_e}{\lambda} = \frac{61,5}{3} = 20,5 \text{ daN/mm}^2$$

$$D = 63 \text{ mm}$$

$$P = 8 \text{ bar}$$

$$e \geq \frac{63}{2} \left[ \sqrt{\frac{20,5 + 0,08}{20,5 - 0,08}} - 1 \right] = 0,9 \text{ mm}$$

cette épaisseur est difficile à réaliser donc on adoptera

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

### 1-5 Calcul de l'assemblage couvercle.

les deux couvercles gauche et droite sont soumis à l'action de la pression interne donc il seront calculés pour qu'ils résistent à cette pression. les deux couvercles sont forgés en acier de nuance 60NC6 puis trempés et rectifiés.

L'assemblage se fait par des vis.

- soit  $F = P S$  l'effort engendré par la pression  $P$  sur le couvercle

- soit  $N = R F$  l'effort appliqué sur les vis en tenant compte de la condition de sécurité de l'assemblage.

où  $R$  = coefficient de sécurité

$$R = 1,2 \text{ à } 2$$

La condition à la traction est :

$$\frac{N}{S_v} \leq R_{pt} \quad (13)$$

ou  $R_{pt}$  = contrainte pratique à la traction

$$S_v = \text{section totale des vis} = n \frac{\pi d^2}{4}$$

Avec  $n$  = nombre des vis

$d$  = diamètre d'une vis

Le diamètre de la vis est donné par :

$$d \geq \sqrt{\frac{4 k F}{\pi n R_{pe}}} \quad (14)$$

On suppose un nombre de vis  $n=3$

A.N  $k = 1,5$

$n = 3$

$F = 168 \text{ daN}$

$G_{pe} = 20,5 \text{ daN/mm}^2$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,5 \cdot 168}{\pi \cdot 3 \cdot 20,5}} = 2,3 \text{ mm}$$

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

La contrainte de traction qui correspond à ce diamètre est

$$\sigma_t = \frac{4 k F}{\pi n d^2} \quad (15)$$

A.N

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 168}{\pi \cdot 3 \cdot 5^2} = 4,3 \text{ daN/mm}^2 < 20,5 \text{ daN/mm}^2$$

Donc la condition est largement vérifiée.

Pour assurer l'étanchéité, on choisit un joint élastique

dont les dimensions sont les suivantes

- épaisseur du joint  $e = 2 \text{ mm}$

- diamètre extérieur  $d_e = 73 \text{ mm}$

- diamètre intérieur  $d_i = 63 \text{ mm}$

D'après le cours de CMV, l'action des vis et l'action du joint sont respectivement données par les relations suivantes

$$x = F' + F \frac{e s_v E_v}{e s_v E_v + L_v E_j S_j} \quad (16)$$

$$y = F' - F \frac{e s_v E_v}{e s_v E_v + L_v E_j S_j} \quad (17)$$



où  $F'$  = effort du serrage

$F$  = effort dû à la pression intérieure

$S_j$  = section du joint

$S_v$  = section des vis

$L_v$  = longueur des vis

$E_v$  et  $E_j$  sont les modules d'élasticité du vis et du joint

Pour que le joint soit toujours comprimé il faut que  $\gamma > 0$

$$\Rightarrow F' > F \frac{L_v E_j S_j}{L_v S_j E_j + 2 S_v E_v} \quad (18)$$

A.N

$$F = 168 \text{ daN}$$

$$L_v = 20 \text{ mm}$$

$$S_j = \frac{\pi}{4} (73^2 - 63^2) = 1068,1 \text{ mm}^2$$

$$S_v = 3 \cdot \frac{\pi}{4} 5^2 = 58,9 \text{ mm}^2$$

$$E_v = 2 \cdot 10^4 \text{ daN/mm}^2$$

$$E_j = 10^4 \text{ daN/mm}^2$$

$$F' > \frac{168 \cdot 20 \cdot 10^4 \cdot 1068,1}{20 \cdot 10^4 \cdot 1068,1 + 2 \cdot 58,9 \cdot 2 \cdot 10^4} = 166,1 \text{ daN}$$

soit la contrainte due à cette effort

$$\sigma = \frac{166,1}{58,9} = 2,8 \text{ daN/mm}^2$$

On adopte à titre de sécurité  $F' = 200 \text{ daN}$

La contrainte dans le corps du vis est:

$$\sigma = \frac{200}{58,9} = 3,39 \text{ daN/mm}^2 < 20,5 \text{ daN/mm}^2$$

soit une sécurité de  $n = \frac{3,39}{2,8} = 1,2$

La condition est largement vérifiée

Le circuit sera alimenté d'huile minérale de catégorie HM de type INVAROL 54 qui possède les propriétés citées dans le chapitre II.

Ses caractéristiques à 40° sont les suivantes

- Masse volumique  $\rho = 846 \text{ Kg/m}^3$
- Viscosité cinématique  $\nu = 40 \text{ stocks} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Viscosité absolue  $\mu = \nu \rho = 0,034 \text{ kg/m.s}$

## Calcul de la conduite

Elle sera déterminée par le débit qui la traverse et la vitesse de l'écoulement du fluide

la vitesse du fluide dans la canalisation de refoulement est de l'ordre de 2 m/s à 5 m/s.

Dans la canalisation d'aspiration est de l'ordre de 1 m/s à 2,5 m/s

- Débit maximal refoulé dans la chambre du verin

$$Q = S v = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot v \quad (19)$$

A.N  $D = 63 \text{ mm}$

$d = 36 \text{ mm}$

$v = 16 \text{ m/mn}$

$$Q = \frac{\pi}{4} (0,063^2 - 0,036^2) \frac{16}{60} = 4,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,41 \text{ l/s} = 24,6 \text{ l/mn}$$

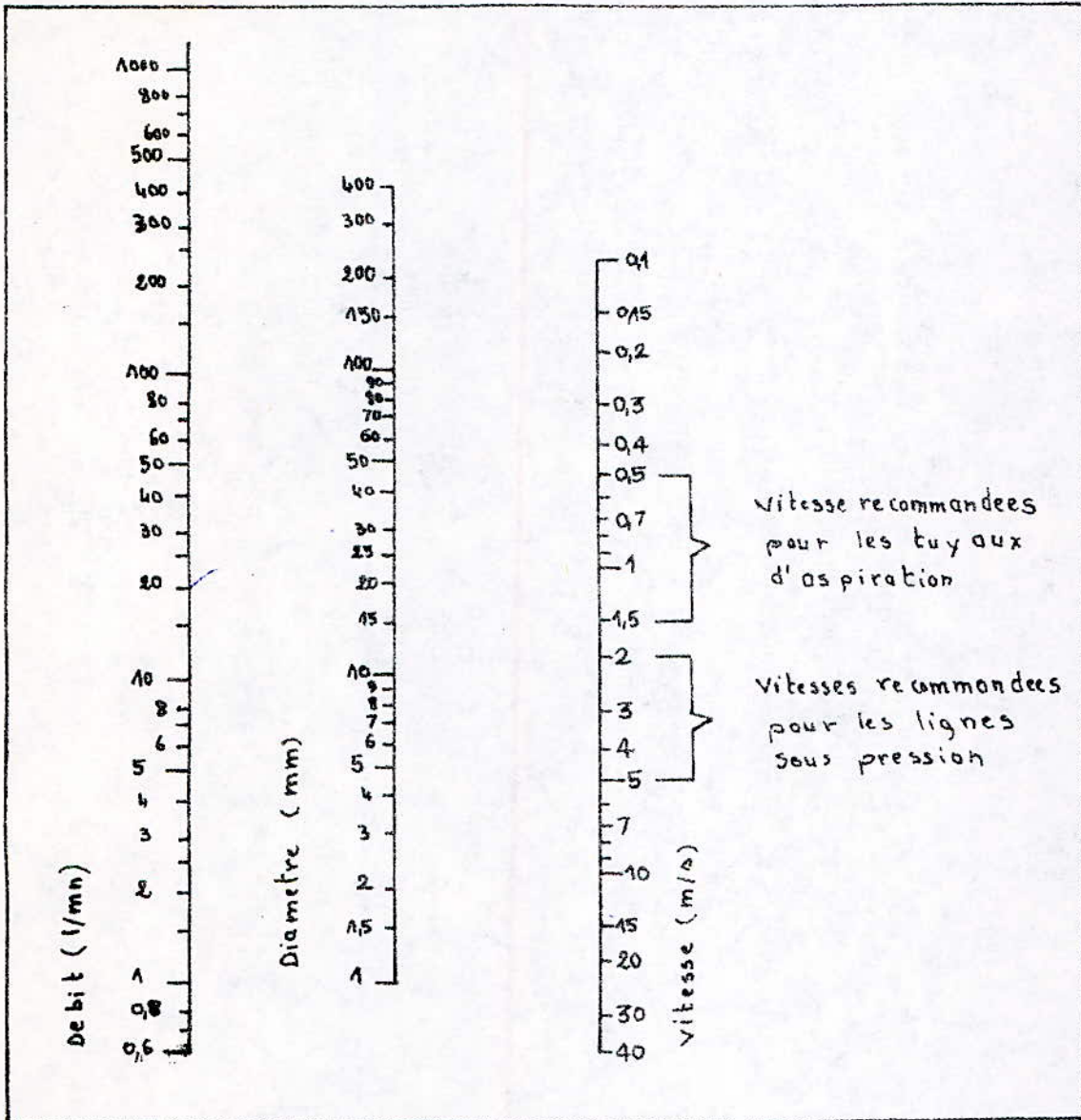
Par abaque on détermine le diamètre et la section de la conduite connaissant le débit  $Q$  et la vitesse  $v$

Pour l'aspiration on adopte une vitesse du fluide  $v_1 = 1,5 \text{ m/s}$  et connaissant  $Q = 24,6 \text{ l/mn}$  on déduit  $d_a = 18 \text{ mm}$

Pour le refoulement on adopte une vitesse  $v_2 = 3 \text{ m/s}$  et connaissant  $Q = 24,6 \text{ l/mn}$  on déduit  $d_r = 12 \text{ mm}$

- choix du matériau de la conduite.

la conduite est en caoutchouc qui supporte une pression de 10 bar : dont le diamètre intérieur est  $d=12\text{mm}$  et l'épaisseur  $e=4\text{mm}$ .



Abaque donnant le debit dans les tuyaux en fonction des vitesses moyennes.

fig 18



# Pertes de charges

35

a) Pertes de charges dans la conduite d'alimentation

On suppose que la conduite d'alimentation à une longueur de 1,5 m et connaissant  $d_e = 12 \text{ mm}$  et  $v = 3 \text{ m/s}$

la perte de charge est donnée par

$$\Delta P_c = f \frac{v_c^2}{2} + \frac{f}{d_c} \frac{64}{R} \quad (20)$$

ou  $R$  = nombre de Reynolds

A.N

$$R = \frac{v_c d_c}{\nu} = \frac{3 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-6}} = 900 \quad (21)$$

$$R < R_c = 2300$$

Donc le régime de l'écoulement est laminaire.

$$\Delta P_c = 846 \frac{3^2}{2} + \frac{1,5}{0,012} \frac{64}{900} = 3815 \text{ N/m}^2 = 0,03815 \text{ daN/cm}^2$$

$$\Delta P_c \approx 0,04 \text{ bar}$$

b) Pertes de charges singulières

se sont les pertes au niveau des connexions, du distributeur des valves, ces pertes sont difficiles à évaluer on peut les estimer à  $\Delta P_s = 1,5 \text{ bar}$

c) Pertes de charges totales.

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_s \quad (21)$$

A.N

$$\Delta P_t = 0,04 + 1,5 = 1,54 \text{ bar}$$

On adoptera  $\Delta P_t = 2 \text{ bars}$

Donc la pression de refoulement de la pompe est

$$P_p = P + \Delta P_t \quad (23)$$

A.N

$$P_p = 8 + 2 = 10 \text{ bar}$$

# 5 Calcul de la pompe

36

## 5-1 Mode de Fonctionnement.

La pompe est constituée par un couple d'engrenage en prise. Durant la rotation les deux engrenages tournent en sens inverse interceptent l'huile entre les dents et le carter et l'entraînent vers la chambre de refoulement. Dans la chambre d'aspiration se crée une dépression qui oblige l'huile de réservoir d'entrer dans la pompe. Ainsi la pompe à engrenage est assimilée en quelque sorte à une pompe à pistons dans laquelle chaque creux inscrit entre deux dents de l'engrenage serait un cylindre dans lequel une dent de l'engrenage opposé formerait piston. Le retour d'huile dans la chambre d'aspiration est impossible puisque dans la zone d'engrenement les dents des deux roues sont en contact.

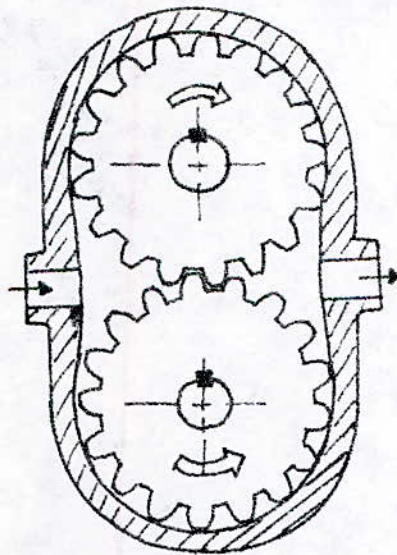


fig 19

## 5-2 Caractéristique de la pompe

Afin d'obtenir une pression convenable la pompe doit être d'une construction très soignée pour cela le rendement mécanique peut être pris égale à  $\eta_m = 0,98$ .

La pression de refoulement pour laquelle la pompe sera construite



est prise égale à  $P_{eff} = 10 \text{ bar}$

a) choix du rendement volumétrique  $\eta_v$

Pour les pompes à basses allant jusqu'à 10 bar le rendement volumétrique est pris égale à  $\eta_v = 0,9$ .

Pour les pressions comprises entre 10 et 40 bars le rendement volumétrique est pris égale à  $\eta_v = 0,85$ .

Dans notre cas  $P = 10 \text{ bar}$  donc  $\eta_v = 0,9$

b) Débit effectif

$$Q_{eff} = \frac{Q_{th}}{\eta_v} \quad (24)$$

$$\text{A.N.} \quad Q_{eff} = \frac{0,41}{0,9} = 0,45 \text{ l/s} = 27 \text{ l/mn}$$

c) Puissance effective

$$P_{eff} = \frac{P_{th} Q_{eff}}{\eta_m} \quad (25)$$

$$\text{A.N.} \quad P_{eff} = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 0,41 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 454,04 \text{ W} = 0,45 \text{ Kw}$$

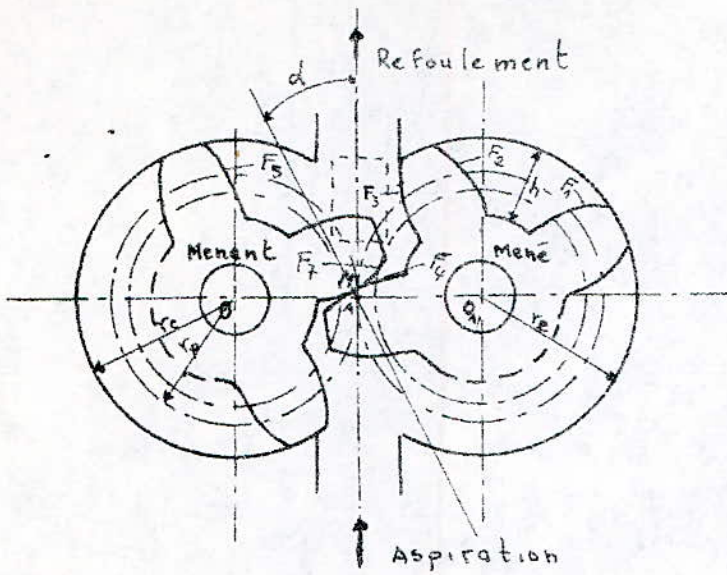
Pour l'entraînement de la pompe on choisira un moteur électrique de type asynchrone de puissance nominale  $P = 0,55 \text{ Kw}$  et tournant à  $N = 1450 \text{ tr/mn}$

### 5-3 Dimension de la denture

Les dimensions de la denture d'une pompe à engrenage sont déterminées en fonction du débit à obtenir.

Pour cela considérons le schéma suivant :





détails de la construction

$d = \text{angle de pression}$

du point de contact

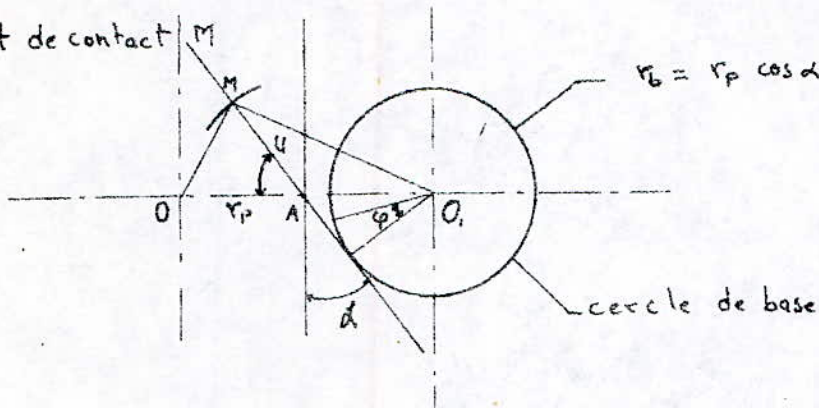


fig 20

Le point de contact des deux dents est à un instant donné le point  $M$ , la position des pignons est repérée par la distance  $u = AM$ , avec  $A = \frac{OO_1}{2}$

Le point  $M$  se déplace sur la droite de pression inclinée d'un angle  $\alpha$  appelé angle de pression sur la normale à  $OO_1$ , dans le cas de pignon en développante.

considérons alors le pignon  $O_1$ . Les faces des dents  $F_1$  et  $F_2$  étant symétriques n'exercent aucun couple sur les pignons. La face  $F_4$  n'est soumise à la pression que sur sa partie intérieure.

la face  $F_3$  est soumise entièrement à la pression ce déséquilibre tend à s'opposer au mouvement imposé par le pignon

menant et assure le contact en M

L'engrenage travaille de la façon suivante

la face  $F_3$  refoule l'huile avec un débit de :

$$q_3 = \underbrace{bh}_{\text{section}} \times \underbrace{\omega \frac{(r_e + r_i)}{2}}_{\text{vitesse}} \quad (26)$$

Avec  $b$  = largeur de dent

$h$  = hauteur de dent =  $r_e - r_i$

$\omega$  = vitesse de rotation de l'engrenage

$r_e$  = rayon extérieur de l'engrenage

$r_i$  = rayon intérieur de l'engrenage

La face  $F_4$  (MC) diminue le débit précédent de la quantité

$$q_4 = b \times (OM - r_i) \times \frac{(OM + r_i)}{2} \omega \quad (27)$$

dans laquelle

$(OM - r_i)b$  = représente la surface de travail de la dent

$\frac{(OM + r_i)}{2} \omega$  = représente la vitesse moyenne de Translation de ce piston.

$$q_4 = b\omega \times \frac{OM^2 - r_i^2}{2} \quad (27)'$$

le débit correspondant à l'engrenage mene est.

$$q_1 = q_3 - q_4 = b\omega \frac{(r_e^2 - OM^2)}{2} \quad (28)$$

considérons alors le pignon menant O

Les Faces  $F_5$   $F_6$  sont équilibrées.

la face  $F_7$  (MB) refoule l'huile avec un débit

$$q_7 = \underbrace{b(OM - OM)}_{\text{section}} \times \underbrace{\omega \frac{(OB + OM)}{2}}_{\text{vitesse}} \quad (29)$$

$$q_7 = b\omega \frac{(r_o^2 - OM^2)}{2} \quad (29)'$$



Le débit instantané de la pompe est

40

$$q = q_1 + q_7 = bw \left( r_c^2 - \frac{OM^2 + O_1M^2}{2} \right) \quad (30)$$

Prenons le triangle  $OO_1M$  de la fig (20) ou  $r_p = \frac{O_1O}{2}$  (rayon primitif)

$$OM^2 + O_1M^2 = 2\overline{AM}^2 + \frac{OO_1^2}{2} = 2r_p^2 + 2u^2 \quad (31)$$

Le débit instantané s'écrit enfin

$$q = bw (r_c^2 - r_p^2 - u^2) \quad (32)$$

dans laquelle  $u$  est seule variable. Plus  $u$  sera petit et plus  $q$  sera régulier tant que le nombre de dent sera élevé  $u$  peut être exprimé en fonction de l'angle de rotation  $\varphi$  du pignon. Prenons comme origine des angles, l'angle pour lequel  $u=0$  c'est à dire lorsque  $M$  est en  $A$ .

Le profil de la dent peut être considéré comme le lieu géométrique d'un point  $M$  d'un fil inextensible s'enroulant sans glisser autour du cercle de base de rayon  $r_b = r_p \cos \alpha$  (33)

Pour que  $M$  soit en  $A$  il faut que le fil se soit enroulé d'une longueur  $u$  sur le cercle de base ceci correspond à une rotation  $\varphi$  telle que  $u = r_b \varphi = r_p \cos \alpha \cdot \varphi$  (34)

chaque dent fonctionne pendant  $\frac{2\pi}{n}$  (avec  $n$  = nombre de dent) il s'ensuit que  $\varphi_{\max} = \frac{\pi}{n} \text{ rad}$  (avec  $\varphi$  varie de  $\pm \frac{\pi}{n}$ )

Le débit s'exprime alors par

$$q = bw (r_c^2 - r_p^2 - r_p^2 \cos^2 \alpha \cdot \varphi^2) \quad (32)'$$

le débit moyen est

$$q_m = bw (r_c^2 - r_p^2) - bw \frac{1}{\varphi_{\max}} \int_0^{\varphi_{\max}} r_p^2 \cos^2 \alpha \cdot \varphi^2 d\varphi \quad (35)$$

$$q_m = bw (r_c - r_p)(r_c + r_p) - bw r_p^2 \cos^2 \alpha \frac{\varphi_{\max}^3}{3} \quad (35)'$$



$$\text{or } r_e - r_p = \frac{h}{2}$$

$$r_e + r_p = 2r_p + \frac{h}{2}$$

$$r_p = \frac{mn}{2}$$

ou  $m$  = module de la denture

$n$  = nombre de dent.

En pose  $m = \frac{h}{2}$  et prenant  $\alpha = 20^\circ$

$$\text{d'ou } \frac{q_m}{b\omega} = r_p h + \frac{h^2}{4} - m^2 \cos^2 \alpha \frac{\pi^2}{2} = r_p h + \frac{h^2}{4} - \frac{h^2}{4} \times 0,88 \quad (36)$$

Le debit par tour est obtenu en faisant  $\omega = 2\pi$  et il vient

$$q_{\text{tour}} = b \cdot 2\pi r_p h \quad (37)$$

le debit sous une vitesse de rotation  $N$  est

$$q = b \cdot 2\pi r_p h \cdot N \quad (38)$$

1) debit theorique

le debit theorique est donne sous la forme suivante

(d'apres Henriot)

$$Q_{th} = 2\pi N d h_a b 10^6 \quad [l/mn] \quad (39)$$

ou

$N$  = nombre de tour par minute  $[tr/mn]$

$d$  = diametre primitif de fonctionnement  $[mm]$

$b$  = largeur de la denture  $[mm]$

$h_a$  = saillie  $[mm]$

$10^6$  = Facteur de conversion

2) calcul du module

- la saillie de fonctionnement  $h_a$  sera  $h_a = m$

- le rapport  $\kappa = \frac{b}{d}$  donne par  $M$  pomper dans son ouvrage

commande hydraulique des machines outils.

Pour des pressions entre 5 et 10 bars on a  $K = 0,65 \text{ à } 1$

Pour des pressions entre 10 et 20 bars on a  $K = 0,5 \text{ à } 0,55$

Dans notre cas  $P = 10$  bars, on adoptera  $K = 0,7$

- diamètre primitif  $d = m z$

- largeur de dent  $b = K d = K m z$

On introduit ces valeurs précédentes dans (39)

$$Q_{th} = 2\pi N m m z K m z 10^{-6}$$

$$Q_{th} = 2\pi N m^3 z^2 K 10^{-6} \quad (39)'$$

$$\text{D'où } m = \sqrt{\frac{Q_{th} 10^{-6}}{2\pi N z^2 K}} \quad (40)$$

- choix de  $z$

le choix d'un petit nombre de dent  $z$  conduit à une pompe de petites dimensions dont la largeur des dents est faible ce qui entraîne une moins bonne étanchéité périphérique.

La régularité du débit est meilleure pour un nombre de dent élevé, et aussi il faut tenir compte du phénomène d'interférence qui peut être évité en utilisant un nombre supérieur à 15 donc on adoptera une valeur de  $z = 18$  dents.

$$AN \quad z = 18$$

$$K = 0,7$$

$$Q_{th} = 27 \text{ l/min}$$

$$N = 1450 \text{ tr/min}$$

$$m = \sqrt{\frac{27 \cdot 10^{-6}}{2\pi \cdot 1450 \cdot 18^2 \cdot 0,7}} \approx 2,35 \text{ mm}$$

Nous adopterons une valeur normalisée près de la valeur 2,35

$$\text{d'où } m = 2,5 \text{ mm}$$



d) Verification à la resistance

43

D'après Henriot la condition de resistance est donnée par la formule suivante :

$$m \geq \sqrt{\frac{11 C}{K Z \sigma_{adm}}} \quad (41)$$

Dans laquelle

$$C = \text{couple transmis} = \frac{30 J_{e18}}{\pi N}$$

$\sigma_{adm}$  = contrainte admissible depend du materiau

Vu que les pignons ne subissent pas une forte pression superficielle, on utilise pour la denture un acier non allie de nuance XC 38 qui a subi une trempe a eau  $T_F = 850^\circ$  et un Revenu  $R = 550^\circ$ . Sa resistance a l'elasticite  $R_e = 61,5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$  et sa resistance à la repture  $R_r = 60 \text{ à } 70 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$  ainsi que sa durete Brinell  $HB = 170 \text{ à } 200$ .

La contrainte admissible est donnée par  $\sigma_{adm} = \frac{R_e}{\lambda}$  ou  $\lambda$  = coefficient de securite.

Pour une bonne construction et un calcul soigne on adopte  $\lambda = 3$

$$\text{A.N} \quad R_e = 61,5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$\lambda = 3$$

$$\sigma_{adm} = \frac{61,5}{3} = 20,5 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$m \geq \sqrt{\frac{11 \cdot 30,04 \cdot 10^6}{\pi \cdot 1450 \cdot 10 \cdot 18,205}} = 0,91$$

On trouve bien un module inferieur a celui calculer précédement. Donc la condition est largement verifiée pour  $m = 2,5 \text{ mm}$



## e) Effort tangentiel

44

chacune des dent en prise est soumise à un effort Tangentiel

$$F_t = \frac{2P}{\omega d} = 19,6 \cdot 10^6 \frac{P}{Nd} \quad (41)$$

où  $d$  = diamètre primitif (mm)

$N$  = vitesse de rotation (tr/min)

$P$  = Puissance effective (Kw)

AN :

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$N = 1450 \text{ tr/min}$$

$$P = 0,4 \text{ Kw}$$

$$F_t = 19,6 \cdot 10^6 \frac{0,4}{1450 \cdot 45} = 120,15 \text{ N}$$

## f) Verification à la pression superficielle

D'après Henriot l'effort Tangentiel admissible est donné par

$$F_{tadm} = \sigma_H^2 b d c_r \frac{K_v K_m K_{Ht} K_A}{Z_E^2 Z_B^2 Z_c^2} \quad (42)$$

Tous les coefficient seront déterminés d'après les abaques

(Henriot tome I)

-  $\sigma_H$  = valeur limite de base de la pression de Hertz est déterminée aussi par abaque connaissant la dureté  $HB=180$

on trouve  $\sigma_H = 70 \text{ daN/mm}^2$

- largeur de la denture

$$b = kd = 0,7 \cdot 45 = 31,5 \text{ mm}$$

-  $c_r$  = facteur de rapport est donné par

$$c_r = \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{18}{18 + 18} = 0,5$$

-  $K_v$  = facteur de vitesse

Par abaque on trouve  $K_v = 0,95$

-  $K_{HL}$  = facteur de durée dépend du nombre de cycle  $N_c$  de mise en charge d'une dent

si on adopte une durée de 10000 heures le nombre de cycle

$$\text{sera } N_c = 10000 \cdot 1470 \cdot 60 = 8,7 \cdot 10^8$$

$$\text{Pour } N_c = 8,7 \cdot 10^8 \text{ on trouve } K_{HL} = 0,55$$

-  $K_m$  = Facteur de portée

$$\text{Pour } \frac{b}{d} = \frac{31,5}{45} = 0,7 < 1 \Rightarrow K_m = 1$$

-  $K_A$  = Facteur de service dépend du type de l'organe moteur

Pour un moteur travaillant 12h/j sans choc on trouve  $K_A = 1$

-  $Z_E$  = Facteur de matériau.

$$\text{Dans le cas des aciers } Z_E = \sqrt{0,35 E} = \sqrt{7700}$$

ou  $E$  = module d'élasticité

-  $Z_\beta$  = Facteur de longueur

$$\text{Pour } \epsilon_\alpha > 1 \Rightarrow Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Pour  $\beta = 0$  angle d'inclinaison

$\alpha = 20^\circ$  angle de pression

$$\text{On trouve graphiquement } \epsilon_\alpha = 1,75 > 1 \Rightarrow Z_\beta^2 = \frac{1}{1,75} = 0,57$$

-  $Z_c$  = facteur géométrique

Pour  $\beta = 0$ ,  $\alpha = 20^\circ$

$$\text{On trouve graphiquement } Z_c = 1,77 \Rightarrow Z_c^2 = 3,13.$$

A.N

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

$$K_m = 1$$

$$c_r = 0,5$$

$$K_A = 1$$

$$b = 31,5 \text{ mm}$$

$$Z_E^2 = 7700$$

$$K_v = 0,95$$

$$Z_\beta^2 = 0,57$$

$$K_{HL} = 0,55$$

$$Z_c^2 = 3,13$$

$$F_{\text{todyn}} = 70^2 \cdot 45 \cdot 31,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,95 \cdot 0,55}{7700 \cdot 0,57 \cdot 3,13} = 132 \text{ daN}$$



La condition est largement vérifiée puisque  $F_t < F_{t adm}$

g) vérification à la rupture.

L'effort Tangentiel admissible est donné par la relation suivante :

$$T_{adm} = \sigma_{blim} \cdot b \cdot m \cdot \frac{K_{\sigma} K_{bl} K_m K_A}{Y_e Y_f Y_B} \quad (43)$$

Les facteurs  $K_{\sigma}$ ,  $K_m$ ,  $K_A$  sont calculés précédemment, les autres seront déterminés graphiquement (Henriot tome I)

-  $\sigma_{blim}$  = contrainte limite à la rupture

Elle sera déterminée graphiquement en fonction de la résistance à la rupture.

Pour  $R_r = 65 \text{ daN/mm}^2$  on trouve  $\sigma_{blim} = 17 \text{ daN/mm}^2$

-  $K_{bl}$  = Facteur de durée dépend du nombre de cycle on trouve graphiquement  $K_{bl} = 0,68$

-  $Y_e$  = Facteur de conduite tient compte qu'à certain instant de l'engrenement

$$Y_e = \frac{1}{E_s} = \frac{1}{1,75} = 0,57$$

-  $Y_f$  = Facteur de forme qui dépend de  $Z$  nombre de dent et du coefficient de déport  $x$

Pour  $Z = 18$  et  $x = 0$  on trouve  $Y_f = 2,8$

-  $Y_B$  = Facteur d'inclinaison dépend de l'angle  $\beta$

$$\text{Pour } \beta = 0 \Rightarrow Y_B = 1$$

A.N  $\sigma_{blim} = 17 \text{ daN/mm}^2$        $K_{bl} = 0,68$

$b = 31,5 \text{ mm}$        $Y_e = 0,57$

$m = 2,5 \text{ mm}$        $Y_f = 2,8$

$K_{\sigma} = 0,95$        $Y_B = 1$

$$T_{adm} = 17 \cdot 31,5 \cdot 2,5 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,68}{0,57 \cdot 2,8} = 541,8 \text{ daN/mm}^2$$



h) Puissance admissible exprimée en chevaux

47

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} m N z F_{tadm} \quad (44)$$

A.N

$$P_{adm} = \frac{10^{-6}}{1,432} 2,5 \cdot 1450 \cdot 18 \cdot 132 = 6,01 \text{ ch}$$

i) Puissance transmise par denture

$$P = \frac{P_{ess}}{\epsilon_\gamma} \quad (45)$$

Avec  $\epsilon_\gamma =$  rapport de conduite total  $= \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$

graphiquement on trouve  $\epsilon_\beta = 0,95$

$$\epsilon_\alpha = 1,75$$

$$\text{d'où } \epsilon_\gamma = 0,95 + 1,75 = 2,7$$

On adopte un nombre de couple de dent en prise égale à  $\epsilon_\gamma =$

A.N  $P_{ess} = 0,4 \text{ kW}$

$$P = \frac{0,4 \cdot 10^3}{2,7} = 151,8 \text{ W}$$

$$1 \text{ ch} = 736 \text{ W} \Rightarrow P = 0,2 \text{ ch}$$

on a donc  $P < P_{adm} = 6,01 \text{ ch}$

k) Elements de taillage.

nombre de dent	$z$		$\Rightarrow z = 18$
angle de pression	$\alpha_n$		$\Rightarrow \alpha_n = 20^\circ$
Diamètre primitif	$d = m z$	$= 2,5 \cdot 18$	$\Rightarrow d = 45$
Diamètre de tête	$d_a = d + 2m$	$= 45 + 2 \cdot 2,5$	$\Rightarrow d_a = 50$
Diamètre de pied	$d_f = d - 2,5m$	$= 45 - 2,5 \cdot 2,5$	$\Rightarrow d_f = 38,75$
Diamètre de base	$d_b = d \cos \alpha_n$	$= 45 \cos 20^\circ$	$\Rightarrow d_b = 42,3$
Largeur de denture	$b = k d$	$= 0,7 \cdot 45$	$\Rightarrow b = 31,5$
entraxe	$a = \frac{(z_1 + z_2) m}{2}$	$= \frac{(18 + 18) \cdot 2,5}{2}$	$\Rightarrow a = 45$
Saillie	$h_a = m$	$= 2,5$	$\Rightarrow h_a = 2,5$

## - 4 Etude dynamique

## a) calcul des efforts

- Effort supporter par la denture

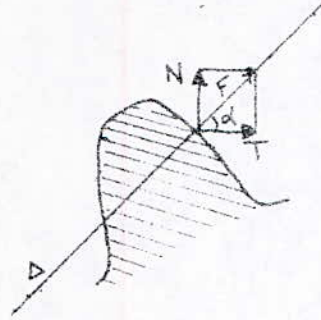


fig 21

Les dents des pignons subissent uniquement des efforts Tangentiels et des effort normals N

- Effort Tangentiel  $T = F \cos \alpha$  (45)

ou  $F =$  effort resultant

$\alpha =$  angle de pression

- Effort Normal (radial)  $N = F \sin \alpha = T \operatorname{tg} \alpha$  (46)

Le couple moteur est donne par la relation suivante

$$C = T \frac{d}{2} = \frac{30 P_{\text{eff}}}{\pi n} \Rightarrow T = \frac{2 \cdot 30 P_{\text{eff}}}{\pi d n} \quad (47)$$

$$\text{L'effort Normal devient } N = \frac{60 P_{\text{eff}}}{\pi d n} \operatorname{tg} \alpha \quad (48)$$

A.N  $n = 1450 \text{ tr/min}$

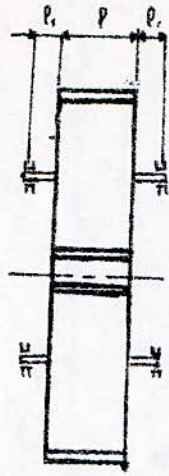
$$P_{\text{eff}} = 0,4 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$d = 45 \text{ mm}$$

$$T = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1450 \cdot 45 \cdot 10^{-3}} = 117 \text{ N} = 11,7 \text{ daN}$$

$$N = 117 \operatorname{tg} 20 = 42,5 \text{ N} = 4,25 \text{ daN}$$

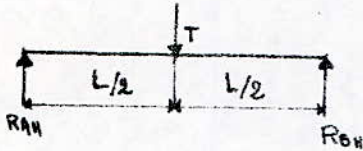


$$L = l + 2l$$

$$L = 31,5 + 2 \cdot 7 = 45,5 \text{ mm}$$

fig 22

- Efforts suivant le plan horizontal



- Reactions

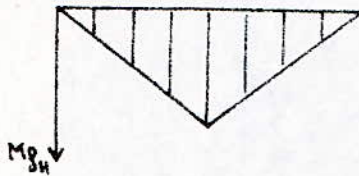
$$R_{AH} + R_{BH} = T \quad (49)$$

vu la symetrie on aura  $R_{AH} = R_{BH} = \frac{T}{2} = R_H$

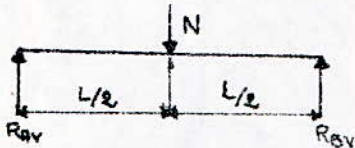
$$\text{A.N } R_H = \frac{117}{2} = 58,5 \text{ N}$$

- Moment de flexion

$$M_{BH} = \frac{T \cdot l}{4} = \frac{117 \cdot 45,5}{4} = 1330,8 \text{ Nmm}$$



- Effort suivant le plan vertical



- Reactions

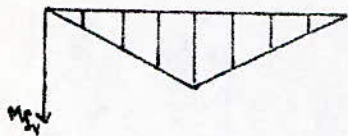
$$R_{AY} + R_{BY} = N \quad (50)$$

vu la symetrie on aura  $R_{AY} = R_{BY} = \frac{N}{2} = R_V$

$$\text{A.N } R_V = \frac{42,5}{2} = 21,25 \text{ N}$$

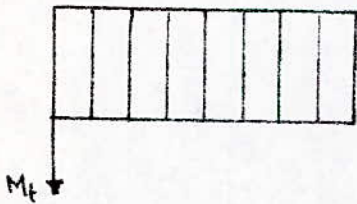
- Moment de flexion

$$M_{AV} = \frac{N \cdot l}{4} = \frac{42,5 \cdot 45,5}{4} = 483,5 \text{ Nmm}$$



- Moment de torsion

$$M_t = T \frac{d}{2} = 117 \cdot \frac{45}{2} = 2632,5 \text{ N.mm}$$





- Reaction des appuis

$$R_A = R_B = \sqrt{R_H^2 + R_V^2} = R \quad (51)$$

A.N

$$R = \sqrt{58,5^2 + 21,25^2} = 62,2 \text{ N}$$

- Moment de flexion maximal

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{M_{f_H}^2 + M_{f_V}^2} \quad (52)$$

A.N

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{1330,8^2 + 483,5^2} = 1415,9 \text{ N.mm}$$

② Calcul du diamètre de l'arbre.

On calcul le diamètre a l'aide du moment idéal.

La contrainte idéale de flexion est alors :

$$\sigma_i = \frac{M_i}{0,1 d_b^3} \leq \sigma_{adm} \quad (53)$$

ce qui donne  $d_b \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_{adm}}}$  (54)

où  $d_b$  = diamètre de l'arbre

$\sigma_{adm}$  = contrainte admissible

Le moment idéal est alors :

$$M_i = \frac{1}{2} M_{f_{\max}} + \frac{1}{2} \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_t^2} \quad (55)$$

A.N

$$M_i = \frac{1}{2} 1415,9 + \frac{1}{2} \sqrt{1415,9^2 + 2632,5^2} = 2202,5 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_{adm} = 170 \text{ N/mm}^2$$

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{2202,5}{0,1 \cdot 170}} = 5,06 \text{ mm}$$

On adoptera  $d_b = 10 \text{ mm}$ .

Dimension du tourillon

L'effort qui s'exerce sur chaque tourillon est  $R$ .

Le calcul du tourillon est donné par la relation suivante

$$\mu = \frac{R}{k d_t^3} \leq [\mu] \quad (56)$$

Dans laquelle

$[\mu]$  = pression admissible

$R$  = effort à supporter

$d_t$  = diamètre du tourillon

$k = \frac{P_t}{d_t}$  = rapport dépendant du type de palier

$l_t$  = longueur du tourillon

Pour les paliers rigides  $k = 0,8$  à  $1,5$

on adopte  $k = 1,2$

Le diamètre du tourillon est donné par

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{R}{k [\mu]}} \quad (57)$$

Pour paliers rigides la pression admissible varie entre  $20$  à  $25 \text{ daN/cm}^2$ .

Donc on adoptera  $[\mu] = 22 \text{ daN/cm}^2$

A.N  $R = 62,2 \text{ N}$

$k = 1,2$

$[\mu] = 2,2 \text{ N/mm}^2$

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{62,2}{1,2 \cdot 2,2}} = 2,8 \text{ mm}$$

On adoptera  $d_t = 8 \text{ mm}$

D'où  $l_t = k d_t = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ mm}$

- Vérification au cisaillement

La condition de résistance au cisaillement donne



$$\tau = \frac{4R}{\pi d^2} \leq \tau_{adm} \quad (58) \quad 52$$

La contrainte admissible de glissement du matériau est

$$\tau_{adm} = 30,75 \text{ daN/mm}^2$$

A.N

$$\tau = \frac{4 \cdot 62,2}{\pi \cdot 8^2} = 1,23 \text{ N/mm}^2$$

la condition au cisaillement est largement vérifiée.

3) Calcul des roulements.

On suppose que la durée de vie en heure des roulements

$$\text{est } L_h = 20.000 \text{ heures}$$

soit  $L$  la durée nominale en million de tours.

$$L = \frac{L_h N 60}{10^6} \quad (59)$$

A.N

$$L = \frac{20.000 \cdot 1450 \cdot 60}{10^6} = 1740 \text{ millions de tours}$$

Les charges axiales sont négligeables on a uniquement des efforts radiaux. On adopte alors des roulements à aiguille, pour cela la charge dynamique de base est donnée par:  $C = PL^k$  (60)

où  $P$  = charge dynamique

$k = 3/10$  pour roulement à aiguille

La charge dynamique est donnée par

$$P = R f_k f_d \quad (61)$$

dans laquelle

$R$  = effort résultant théorique sur le roulement

$f_k$  = coefficient tenant compte des efforts supplémentaires provenant du fonctionnement de l'engrenage

$$f_k \in [1,05 \div 1,3]$$



$f_d$  = coefficient tenant compte des efforts supplémentaires dus au fonctionnement des machines accouplées à un moteur électrique.

$f_d \in [1 \text{ à } 1,2]$

A.N  $R = 62,2 \text{ N} = 6,22 \text{ daN}$

$f_k = 1,09$

$f_d = 1,1$

$L = 1740$  million de tours

$k = 3/10$

$C = 6,22 \cdot 1,1 \cdot 1,09 \cdot (1740)^{3/10} \approx 69,99 \text{ daN} \approx 70 \text{ daN}$

On prendra pour les deux arbres de diamètre 8 mm quatre roulements à aiguilles

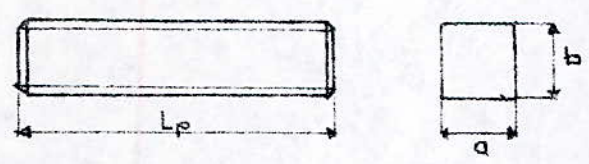
5-6 Calcul du clavetage

Pour assurer la rotation les roues de la pompe seront assembler par clavetage. Pour un diamètre de 10 mm on prendra une clavette parallèle de dimension suivante

$a \times b = 2 \times 2 \text{ mm}^2$

$L_p = 20 \text{ mm}$

fig 23



- calcul au cisaillement

Sous l'action de l'effort Tangentiel, la clavette est soumise au cisaillement, la section considérée est  $s_p = L_p a$

La condition de securite au cisaillement donne

$\tau = \frac{T}{s_p} = \frac{T}{L_p a} \leq \tau_{adm} \quad (62)$

La clavette est en acier de nuance xc 18 dont la limite à l'élasticité est  $R_e = 25,5 \text{ daN/mm}^2$  et la limite à la rupture  $R_r = 41 \text{ à } 49 \text{ daN/mm}^2$

$$A.N \quad T = 117 \text{ N}$$

$$L_p = 20 \text{ mm}$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$\sigma_{adh} = 0,5 R_e = 0,5 \cdot 25,5 = 127,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{117}{20 \cdot 2} = 2,92 \text{ N/mm}^2$$

la condition au cisaillement est largement vérifiée

## 6 Calcul de la valve de sûreté

Des risques de surpression peuvent se produire dans la ligne d'alimentation et entraînent des inconvénients graves tels que rupture dans la tuyauterie de refoulement, un claquage du moteur d'entraînement. Pour s'assurer du bon déroulement, on fait appel à une soupape de sûreté, cette dernière est maintenue en service normal sur son siège par un ressort travaillant à la compression.

### - Calcul du ressort

La pression nécessaire pour faire fonctionner la soupape est réglée au moyen d'un pas de vis permettant de comprimer à volonté le ressort. Le liquide passant à travers la soupape est renvoyé dans la bache.

Le ressort choisi est un ressort hélicoïdal à fil rond



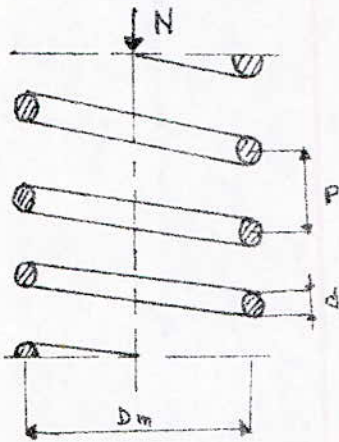


fig 24

ou

P = pas métrique

d = diamètre du fil du ressort

Dm = diamètre moyen du ressort

N = charge du ressort.

Sous l'action de la charge N le ressort subit une torsion.

Le moment de torsion par rapport au centre de gravité d'une section quelconque est.

$$M_t = N r \quad (63)$$

ou  $r = \text{rayon moyen du ressort} = \frac{D_m}{d}$

N = charge du ressort

la contrainte relative à la torsion est donnée par

$$R = \frac{M_t}{\left(\frac{I_0}{\tau}\right)} = \frac{N r}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8 N D_m}{\pi d^3} \quad (64)$$

. condition à la résistance.

$$R = \frac{8 D_m N K}{\pi d^3} < R_{Pg} \quad (65)$$



Dans laquelle

56

$R_{pg}$  = contrainte admissible au glissement

$K$  = facteur tenant compte de la contrainte de cisaillement et l'angle d'hélice et sera calculer par la Formule empirique  $K = \frac{4C+2}{4C-3}$

$C = \frac{D_m}{d}$  - indice du ressort

Le ressort sera en acier au carbone à haute propriété mécanique et à haute teneur en carbone de nuance 42C4, dont les caractéristiques sont les suivantes

- Résistance à la rupture  $R_r = 103 + 123 \text{ daN/mm}^2$

- Résistance à l'élasticité  $R_e = 83,5 \text{ daN/mm}^2$

Dans le cas courant le rapport  $c = \frac{D}{d} = 4$  à 12

le diamètre du ressort est donné par

$$d \geq \sqrt{\frac{8NC K}{\pi R_{pg}}} \quad (66)$$

- Charge du ressort

Le ressort subit la force dû à la pression du fluide et doit reagir à l'augmentation de la pression  $P$  lorsque celle-ci dépasse 10 bars.

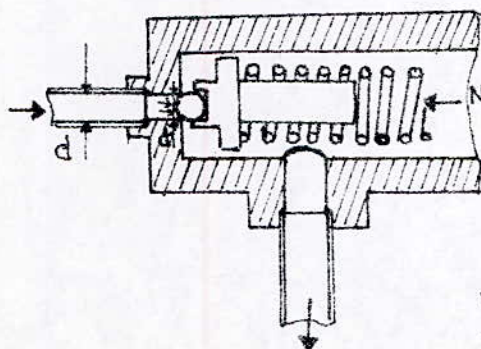
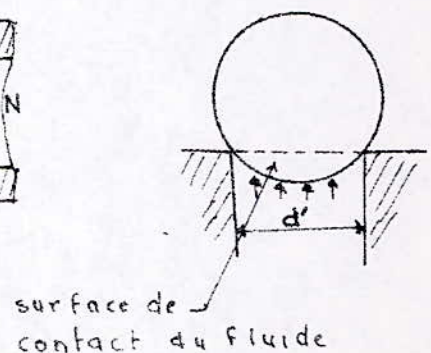


fig 25



Le diamètre de la conduite est égale à  $d_1 = 12 \text{ mm}$  on suppose  $d' = 11 \text{ mm}$ .

Donc la section de contact est  $s' = \frac{\pi d'^2}{4}$  57

Pour une pression supérieure à 10 bar la soupape s'ouvre, l'effort de compression du ressort est

$$N > F = \frac{\pi d'^2}{4} P$$

A.N

$$P = 10 \text{ bar}$$

$$d' = 11 \text{ mm}$$

$$N > 10 \pi \frac{11^2}{4} = 9,5 \text{ daN}$$

On adoptera  $N = 10 \text{ daN}$

Diamètre du fil du ressort

$$d \geq \sqrt{\frac{8NCK}{\pi R_{ps}}}$$

A.N  $c = 6 \Rightarrow K = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1,2$

$$R_{ps} = 0,5 \cdot 83,5 = 41,75 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 1,2}{\pi \cdot 41,75}} = 2,09 \text{ mm}$$

On adoptera  $d = 2,1 \text{ mm}$  puisque c'est normalisé

Diamètre moyen du ressort

$$\frac{D_m}{d} = 6 \Rightarrow D_m = 6d = 6 \cdot 2,1 = 12,6 \text{ mm}$$

Diamètre extérieur du ressort

$$D_e = D_m + d \quad (67)$$

A.N

$$D_e = 12,6 + 2,1 = 14,7 \text{ mm.}$$

Diamètre intérieur du ressort

$$D_i = D_m - d \quad (68)$$

A.N

$$D_i = 12,6 - 2,1 = 10,5 \text{ mm.}$$



- Flèche du ressort sous la charge nominale

58

$$f = \frac{8ND_m^3 n}{G d^4} \quad (69)$$

où  $n$  = nombre de spires

$G$  = module d'élasticité transversal

Pour l'acier  $G = 8000 \text{ daN/mm}^2$

Prenons un nombre de spire  $n = 6$  spires

A.N  $D_m = 12,6 \text{ mm}$

$d = 2,1 \text{ mm}$

$N = 10 \text{ daN}$

$G = 8000 \text{ daN/mm}^2$

$$f = \frac{8 \cdot 10 \cdot 12,6^3 \cdot 6}{8000 \cdot 2,1^4} = 6,1 \text{ mm}$$

- Flèche sous la charge d'applatissement

Sous la charge nominale la contrainte de torsion est égale à la moitié de la contrainte maximale qui correspond à une charge qui colle les spires les unes contre les autres sans rompre le ressort ce qui entraîne que la charge Normale est aussi égale à la moitié de la charge maximale (charge d'applatissement)

$$N = 0,5 N_{\max} \quad (70)$$

la flèche sous cette charge sera

$$f_a = \frac{f}{0,5} \quad (71)$$

A.N  $f = 6,1 \text{ mm}$

$$f_a = \frac{6,1}{0,5} = 12,2 \text{ mm.}$$



- hauteur du ressort aplati

$$H_0 = n d = \quad (72)$$

A.N  $H_0 = 6 \cdot 2,1 = 12,6 \text{ mm}$

- hauteur théorique libre

$$H = H_0 + \frac{P}{\delta_0} \quad (73)$$

A.N

$$H = 12,6 + 12,2 = 24,8 \text{ mm}$$

- hauteur réelle pratique

$$H' = H + (1 \text{ à } 1,5) d \quad (74)$$

A.N

$$H' = 24,8 + 1,5 \cdot 2,1 = 27,95 \text{ mm}$$

- Pas du ressort

$$P \geq \frac{H}{n} \quad (75)$$

A.N

$$P \geq \frac{24,8}{6} = 4,13 \text{ mm}$$

On adopte  $P = 5 \text{ mm}$

- Raideur du ressort

$$K = \frac{N}{\delta} \quad (76)$$

A.N

$$K = \frac{100}{6,1} = 16,39 \text{ N/mm}$$

- Flexibilité du ressort

$$\varphi = \frac{1}{K} \quad (77)$$

A.N

$$\varphi = \frac{1}{16,39} = 0,061 \text{ mm/N}$$

## Calcul de la valve de retenue 60

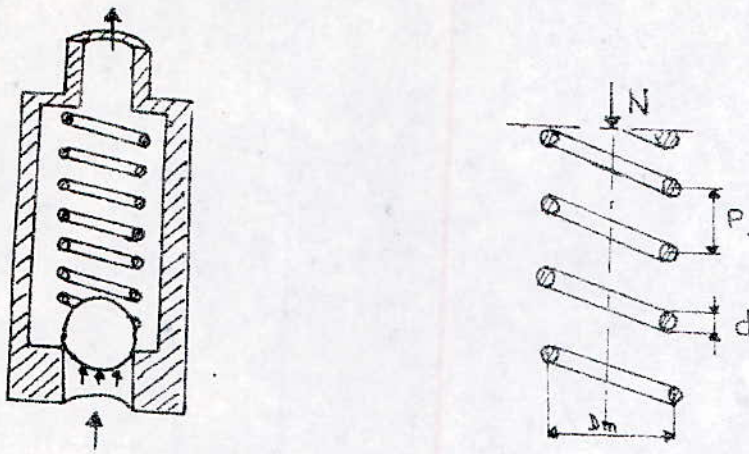


fig 26

L'obturateur qui est la bille subit l'effort de pression d'huile sous celle-ci l'obturateur s'appuie sur le ressort le comprime et se fait un passage au travers de la valve le retour d'huile est impossible puisque le même effort s'applique.

### - calcul du ressort

le ressort choisit est un ressort helicoidal à fil rond travaillant à la compression, et sera en acier au silicium qui a une limite d'élasticité élevée bonne résistance à l'usure grande résistance mécanique de nuance 45S7 de caractéristique  $R_r = 127-152 \text{ daN/mm}^2$

$$R_e = 108 \text{ daN/mm}^2$$

Le ressort subit la charge  $N$  qui est due à l'effort de pression d'huile  $F = P s'$

ou  $s' =$  surface de contact

$P =$  pression d'huile

### - L'effort théorique de compression

$$N = P \frac{\pi d'^2}{4}$$

ou  $d' =$  diamètre de passage d'huile.

A.N  $P = 10 \text{ bar}$

$$d' = 1,1 \text{ cm}$$

$$N = \frac{10 \pi 1,1^2}{4} = 9,5 \text{ daN}$$

Le diamètre du ressort est donné par la condition de résistance.

$$d \geq \sqrt{\frac{8 N K D}{\pi \cdot R_{ps} d}}$$

A.N  $c = \frac{D}{d} = 6$

$$K = 1,2$$

$$N = 9,5 \text{ daN}$$

$$R_{ps} = 0,5 \cdot 108 = 54 \text{ daN/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot 9,5 \cdot 6 \cdot 1,2}{\pi \cdot 54}} = 1,79 \text{ mm}$$

On adopte  $d = 1,8 \text{ mm}$ .

- Diamètre moyen du ressort

$$D_m = 6d = 6 \cdot 1,8 = 10,8 \text{ mm}$$

- Diamètre extérieur du ressort

$$D_e = D_m + d = 10,8 + 1,8 = 12,6 \text{ mm}$$

- Diamètre intérieur du ressort

$$D_i = D_m - d = 10,8 - 1,8 = 9 \text{ mm}$$

- Flèche du ressort sous la charge nominale

$$f_0 = \frac{8 N D_m^3 n}{G d^4}$$

Preons un nombre de spires  $n = 6$  spires

A.N  $n = 6$

$$G = 8000 \text{ daN/mm}^2$$

$$N = 9,5 \text{ daN}$$



$$D_m = 10,8 \text{ mm}$$

$$d = 1,8 \text{ mm}$$

$$p_0 = \frac{89,5}{8000} \frac{10,8^3}{1,8^4} \cdot 6 = 6,84 \text{ mm}$$

- flèche sous la charge d'aplatissement

$$f_0 = \frac{f}{0,5} = \frac{6,84}{0,5} = 13,68 \text{ mm}$$

- hauteur du ressort aplati

$$H = n d = 6 \cdot 1,8 = 10,8 \text{ mm}$$

- hauteur théorique libre

$$H = H + f_0 = 10,8 + 13,68 = 24,48$$

- hauteur réelle pratique

$$H' = H + 1,5 d = 24,48 + 1,5 \cdot 1,8 = 27,18 \text{ mm}$$

- Pas du ressort

$$P = \frac{H}{n} = \frac{24,48}{6} = 4,08 \text{ mm}$$

- Raideur du ressort

$$K = \frac{N}{f} = \frac{95}{6,84} = 13,8 \text{ N/mm}$$

- Flexibilité du ressort

$$\varphi = \frac{1}{K} = \frac{1}{13,8} = 0,072 \text{ mm/N}$$

## 8 Calcul du distributeur

- Section maximale d'ouverture du distributeur

soit  $\Sigma_{\max}$  la section maximale de passage du distributeur qui sera déterminée d'après la formule suivante:

$$Q_{\max} = 0,6 \Sigma_{\max} u = 5 v_{\max} \quad (78)$$

où

$s$  = section du verin

$v_{\max}$  = Vitesse du piston.

0,6 = coefficient qui tient compte de l'effet vena contracta.

$U$  = vitesse du fluide à travers les orifices du distributeur.

$$\text{soit } U = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{\Delta P}{2}} \quad (79)$$

où  $\rho$  = masse volumique

$P_0$  = pression d'alimentation

$$\text{D'où } \Sigma_{\max} = \frac{Q_{\max}}{0,6 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_0 - P_1}} \quad (80)$$

A.N

$$P_1 = 8 \text{ bar}$$

$$\rho = 846 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_0 = 10 \text{ bar}$$

$$Q_{\max} = 410 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$\Sigma_{\max} = \frac{410}{0,6 \sqrt{\frac{2}{846 \cdot 10^{-9}}} \sqrt{2}} \times 100 = 6,3 \text{ mm}^2$$

- Déplacement du tiroir

choisissons un tiroir de diamètre 20 mm et exécutons dans ce tiroir des sections rectangulaires de 1,2 mm de large.

Pour obtenir 6,3 mm<sup>2</sup> d'ouverture, il faut un déplacement  $z$  tel que

$$\Sigma_{\max} = 2,12 \cdot z \quad (81)$$

$$\text{D'où } z = \frac{\Sigma_{\max}}{2,12} = \frac{6,3}{2,12} = 2,97 \text{ mm}$$



Enfin le déplacement du tiroir est

64

$$z = 2,6 \text{ mm}$$

- choix du matériaux du distributeur

Le distributeur est constitué de 3 éléments :  
corps, chemise et tiroir

Le corps est en acier dans lequel la chemise de matière 16NCD13 de résistance  $R = 120 - 140 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$  et résistance à l'élasticité  $R_e = 88$  est emmanchée à force et rodée en place. Le tiroir est de même caractéristique que la chemise.

le jeu entre chemise et tiroir varie de 2 à 5  $\mu$

- commande du distributeur

Le distributeur est commandé par un levier

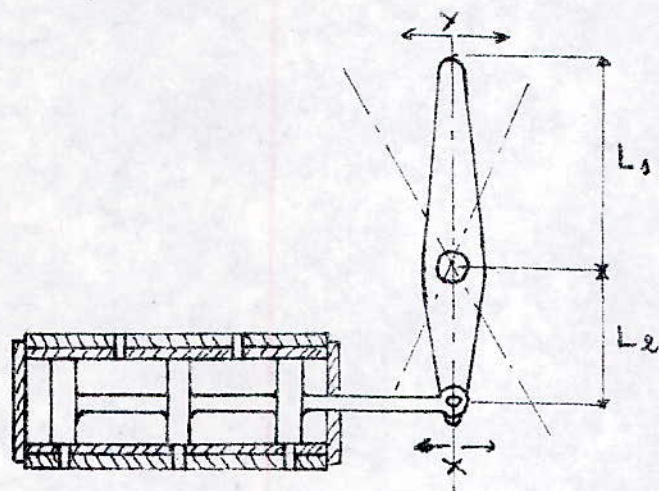


fig 27

Pour un déplacement  $z$  du tiroir correspond à un déplacement  $y$  du bout supérieur du levier provoqué par la butée.

$$\text{d'où } \frac{y}{z} = \frac{L_1}{L_2} \Rightarrow y = \frac{L_1}{L_2} z$$



## CALCUL DE LA VALVE DE REGLAGE DU DEBIT

l'étrangleur s'emploie pour régler le débit utile en l'avance dans les circuits à pompe avec débit constant et soupape de décharge.

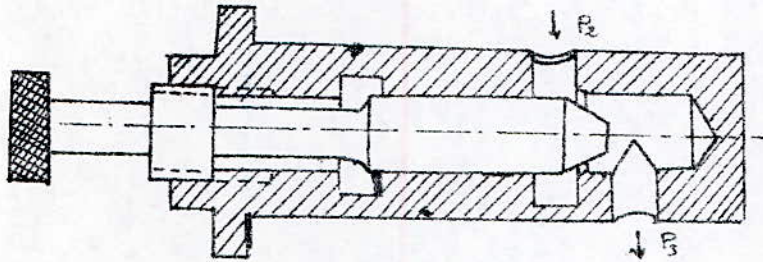


fig 28

Le débit à travers un étrangleur se détermine en partant du débit d'un orifice en mince paroi.

La formule de Torricelli donne

$$q = \alpha A v = S V$$

avec  $\alpha = 0,65$  à  $0,72$

$v$  = vitesse du fluide dans l'étrangleur =

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

$A$  = section de passage

$S$  = section du verin

$V$  = vitesse du piston (Table)

ou  $A = \frac{S}{\alpha} V$  et on pose  $A = \frac{S}{\alpha}$

$$A = \frac{S}{\alpha} V$$

La variation de la section de passage conduit à la variation du débit ce qui provoque la variation de la vitesse de la table.

connaissant la plage des vitesses de la table on déduit la plage de sections de passage correspondant à chaque position du pointeau.

- calculons  $A = \frac{S}{d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}$

A.N  $d = 0,7$

On suppose  $P_3 = 1 \text{ bar}$

$\Delta P = P_2 - P_3 = 3 - 1 = 2 \text{ bar}$

$\rho = 846 \text{ Kg/m}^3$

$S = \frac{\pi}{4}(0,063 - 0,036) = 2,099 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$A = \frac{2,099 \cdot 10^{-3}}{0,7 \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5}{846}}} = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}$

- section de passage

$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

Dans laquelle :

$D =$  diamètre de l'orifice dans lequel se déplace le pointeau est pris égale à  $D = 12 \text{ mm}$   
 $d =$  diamètre variable correspondant à chaque position.

$S$  est aussi égale à  $S = AV$

A.N  $A = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}$

$V = 3 \div 16 \text{ m/min} = 0,05 \div 0,266 \text{ m.s}$

d'où  $S = 0,068 \cdot 10^{-4} \div 0,365 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

- diamètre  $d$  correspondant à chaque position

$S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = AV \Rightarrow d = \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi} AV}$



$$A = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } d = \sqrt{0,012^2 - \frac{4}{\pi} 1,37 \cdot 10^{-4} V}$$

D'après cette formule on remarque que lorsque  $V$  augmente  $d$  diminue.

Pour chaque valeur de  $v$  on détermine la position de l'obturateur. On fait varier la vitesse d'un pas de 0,5 m/mn

$$\text{Pour } v = 3 \text{ m/mn} \quad \Rightarrow \quad d_3 = 11,62 \text{ mm}$$

$$v = 3,5 \text{ m/mn} \quad \Rightarrow \quad d'_3 = 11,56 \text{ mm}$$

$$v = 4 \text{ m/mn} \quad \Rightarrow \quad d_4 = 11,50 \text{ mm}$$

$$v = 4,5 \text{ m/mn} \quad \Rightarrow \quad d'_4 = 11,44 \text{ mm}$$

$$\vdots$$

$$v = 10 \text{ m/mn} \quad \Rightarrow \quad d_{10} = 9,85 \text{ mm}$$

on remarque que l'écart est le même c'est à dire

$$E = d_3 - d'_3 = d'_3 - d_4 = d_4 - d'_4 = \dots = 0,06 \text{ mm}$$

Déplacement de l'obturateur:

a) déplacement correspondant à une ouverture maximale

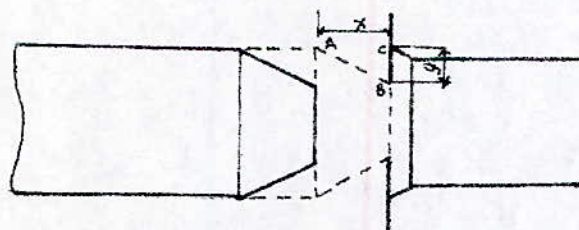
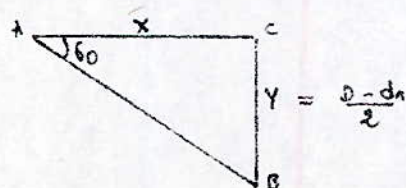


fig 29

considérons le triangle ABC



$x$  est le déplacement du pointeau

$$x_1 = \frac{Y_1}{\operatorname{tg} 60}$$

A.N  $D = 12 \text{ mm}$

$$d_1 = 9,85 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \frac{12 - 9,85}{2} = 1,075$$

D'où  $x_1 = \frac{1,075}{\operatorname{tg} 60} = 0,62 \text{ mm}$

on utilise une vis de diamètre 12 mm à pas fin recommandé

$$p = 1,25 \text{ mm}$$

Donc pour une rotation de  $360^\circ$  correspond un déplacement de 1,25 mm et pour un déplacement  $x = 0,62$  correspondant à un débit max, on obtient une rotation de la vis

$$\theta_{\max} = \frac{360 \cdot 0,62}{1,25} = 178,56 \approx 180^\circ$$

b) déplacement correspondant à une ouverture minimale.

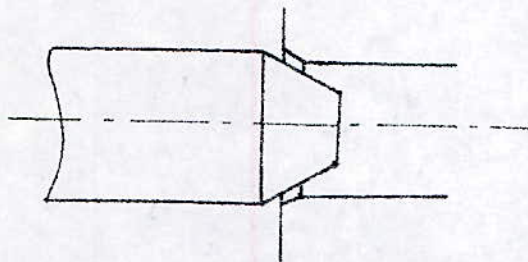


fig 30

De même que précédemment le déplacement du point teou est

donné par  $x_2 = \frac{Y_2}{\operatorname{tg} 60}$

dans laquelle  $Y_2 = \frac{D - d_2}{2}$

A.N  $D = 12 \text{ mm}$

$$d_2 = 11,62 \text{ mm}$$

$$Y_2 = \frac{12 - 11,62}{2} = 0,19 \text{ mm}$$

d'où  $x_2 = \frac{0,19}{\operatorname{tg} 60} = 0,109 \text{ mm}$



donc pour obtenir ce débit minimal on fait tourner la vis d'un angle  $\theta_{\min} = \frac{360 \times 0,109}{1,25} = 31,59^\circ \approx 32^\circ$

Pour un déplacement unitaire correspondant au gradient de vitesse de  $0,5 \text{ m/mn}$  il faut un angle  $\theta = 56^\circ$

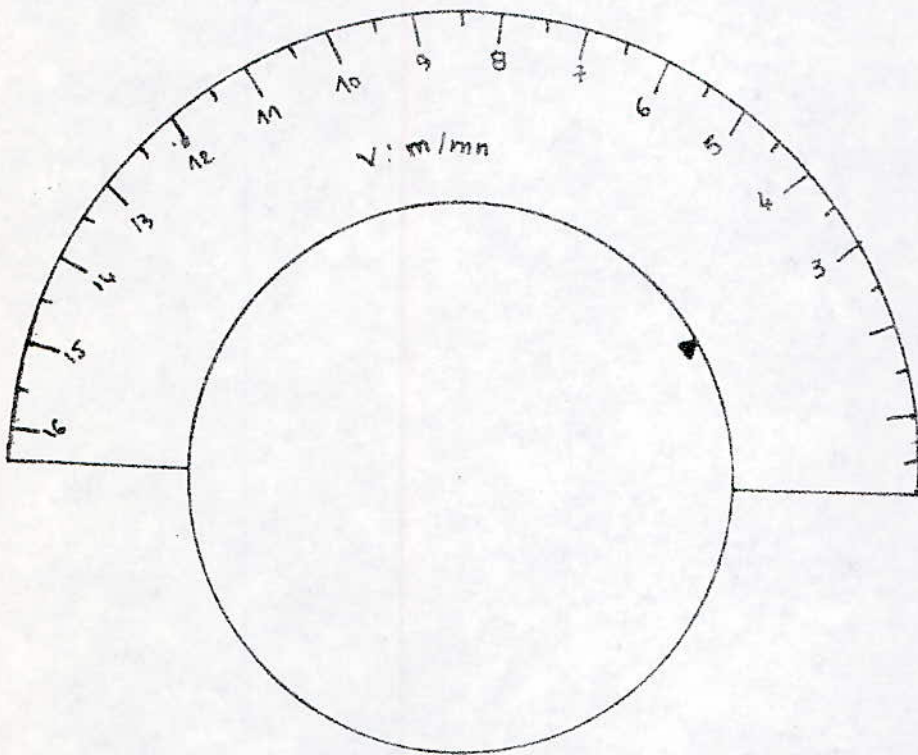


fig 31

## CONCLUSION

En achevant cette étude sur la commande hydraulique, dont le but a été de choisir un système hydraulique assurant le déplacement longitudinal de la table d'une rectifieuse et de dimensionner les principaux éléments de ce système en partant des données pratiques de base, ainsi de positionner le régulateur du débit pour ceci nous avons remarqué que le réglage de la vitesse longitudinale de la table est plus régulier dans le cas où le régulateur du débit est placé dans la conduite d'échappement, puisque la vitesse sera indépendante de l'effort à vaincre par le piston. Enfin nous pensons que cette étude nous a beaucoup aidé à compléter notre formation.



# BIBLIOGRAPHIE

- 1 - Calculs en construction mécanique DUNOD  
aide memoire par Christian ELOY
- 2 - Elements de construction a l'usage de l'ingenieur. tome 6  
organe pour fluide par F. Bernard, L. VIVIER.
- 3 - Mecanismes et servomecanismes a fluide sous pression  
Par J F BLACKBURN. G. REETHOF
- 4 - HYDRAULIQUE et electrohydraulique Par Jacques Faisandier
- 5 - l'asservissement hydraulique et electrohydraulique Tome 1 et 2  
Par Marcel Guillon
- 6 - les mecanismes hydrauliques et electrohydraulique  
Par Jacques Faisandier
- 7 - les composants hydrauliques et pneumatiques de  
l'automatique Par R Molle.
- 8 - Automatisations des machines & outils Fascicule 14 par BER
- 9 - la construction des machines automatiques  
Par PRUDHOMME
- 10 - les ressorts etude complete et methode rapide de calcul  
Par REYNAL
- 11 - TRaite theorique et pratique des engrenages  
Par G HENRIOT.
- 12 - cours CM4 partie etancheite Par J.P PIEROŻAK
- 13 - cours CM2 Par TROISKI
- 4 - Dessin industriel par A CHEVALIER
- 15 - catalogues sur les rectifieuses.

