

53/85  
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

**THEME**

BANC D'ESSAI D'UN  
SYSTEME HYDRAULIQUE

Proposé par :

A. WERNER

Dirigé par : -

A. WERNER

Etudié par :

A. ZENIKHRI

Promotion : Janvier 1985

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET  
DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

الدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER  
Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

**THEME**

BANC D'ESSAI D'UN  
SYSTEME HYDRAULIQUE

Proposé par :

A. WERNER

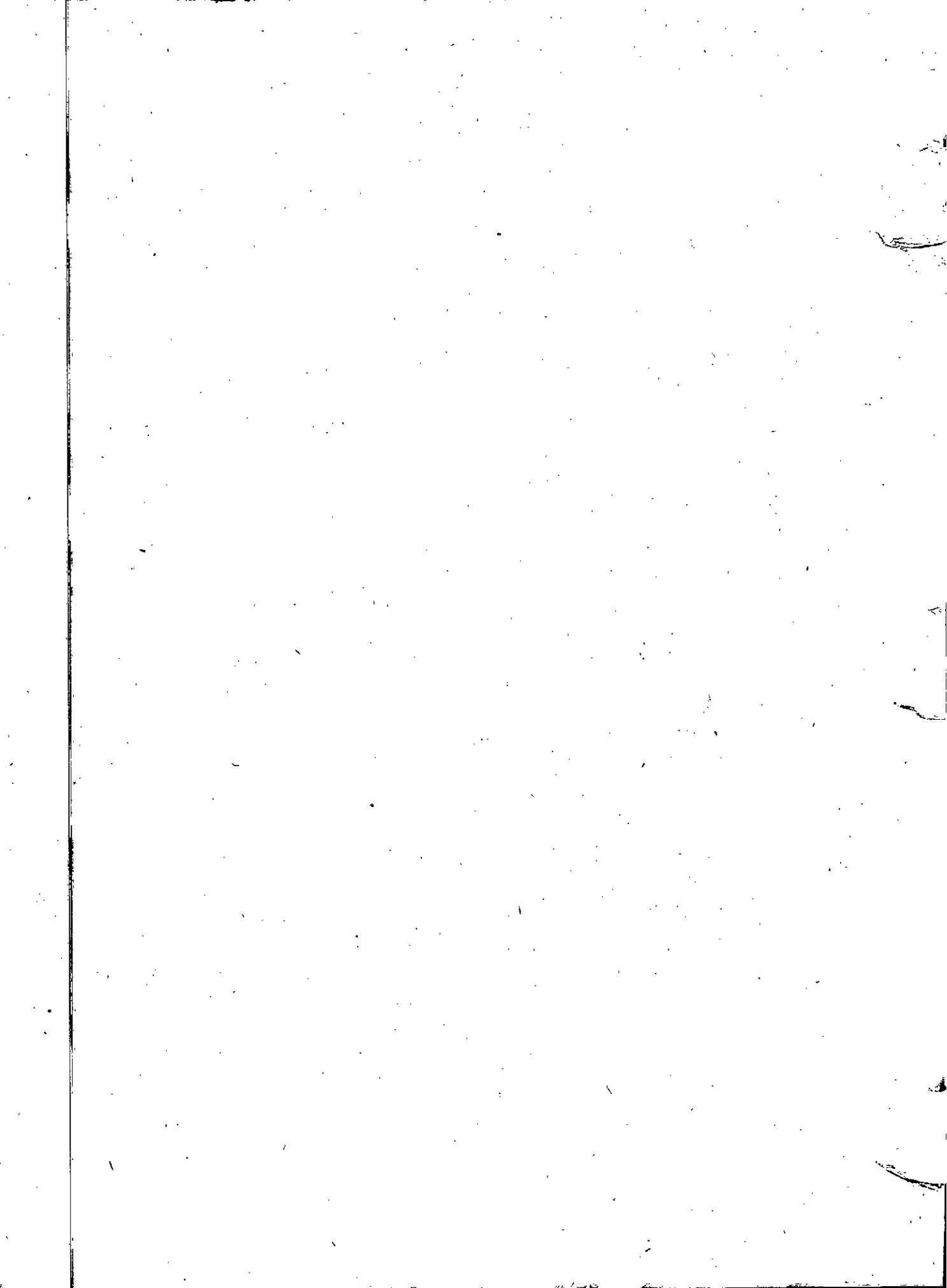
Dirigé par : -

A. WERNER

Etudié par :

A. ZENIKHRI

Promotion : Janvier 1985



REMERCIEMENTS.

JE NE SAURAI TERMINER CETTE ETUDE SANS EXPRIMER MES REMERCIEMENTS  
MA GRATITUDE ET MES CONSIDERATIONS A TOUS LES PROFESSEURS DE L'ECOLE NATIONALE  
POLYTECHNIQUE QUI ONT CONTRIBUE A MA FORMATION D'INGENIEUR.

JE REITERE MES REMERCIEMENTS A MONSIEUR A. WARNER PROMOTEUR QUE J'AI  
EU L'HONNEUR ET LE PLAISIR DE COFOYER PENDANT TOUTE LA PERIODE DU PROJET  
ET LUI EXPRIMER A LA FOIS TOUTE MON ADMIRATION ET MES RECONNAISSANCES  
POUR TOUT CE DONT J'AI PU APPRENDRE.

TOUTE PERSONNE AYANT PARTICIPEE DE PRES OU DE LOIN A LA REALISATION  
DE CE MODESTE TRAVAIL TROUVERA ICI MA PROFONDE GRATITUDE ET MON SINCERE  
SYMPATHIE.

Z. AISSA.

NOM et PRENOM : ZENIKHRI AÏSSA  
Departement : Génie Mécanique.  
Promoteur : ANDRZEJ WERNER.

### خلاصة

يتمثل هذا المشروع في دراسة وانجاز جهاز تحويل مائي ، وقد استخدمنا في ذلك اجراء من جهاز مائي لمقود عربة نقل ، مثل : الموزن ، والرافع ، فقد حضرنا جهازا لتتمير الرافع ، وعناصر التوصيل مع الانابيب المصيلة ، وقمنا بتركيب الكل في منضدة التجارب الخاصة بأجهزة التحويلات المائية المتوفرة بالمخبر ، ان هذا الجهاز المحقق قد صمم لكي يكون منضدة تجارب ووسيلة الايضاح ، وذلك باه استعماله في أغراض تربوية متعددة ،

### Résumé :

Ce projet consiste à étudier et à réaliser un système de transmission hydraulique.

on se sert des organes d'un système hydraulique de direction d'un chariot de manutention tels que le distributeur et le vérin. On prépare un système de charge du vérin, les éléments de couplage ainsi que la tuyauterie. On connecte le tout à une vanne à l'existant d'éléments hydraulique existant au laboratoire .

Le système ainsi réalisé est conçu de manière à offrir un banc d'essai et de démonstration près à servir à des fins pédagogiques très diversifiées .

ECOLE

N CHE

### Summary :

This work consist in studying and realizing a hydraulic transmission system .

It is compounded of éléments of a hydraulic steering system of a lift truck: an servo-moteur and a distributor. These éléments are completed by a load system mechanical and hydraulic connections. This all is installed on a test rig of hydraulic éléments existing in the laboratory . The system is realized such a way that it permits to carry out various tests and démonstrations, necessary of the pedagogical purposes .

# T A B L E   D E   M A T I E R E S

I. INTRODUCTION.....	
1.1. Notion sur l'évolution de l'hydraulique.....	
1.1.1. Historique.....	
1.1.2. Evolution de l'hydraulique.....	
1.1.3. Transmission hydraulique.....	
1.2. . Le banc d'essai.....	
1.2.1. Description du banc.....	
1.2.2. Fonctionnement.....	
1.3. Les verins.....	
1.3.1. Verin à simple effet.....	
1.3.2. Verin à double effet.....	
1.4. Les distributeurs.....	
II SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION POUR UN CHARIOT DE MANUTENTION.....	
2.1. Introduction.	
2.2. Conception.	
2.3.1 Le volant de direction n'est pas manœuvré.	
2.3.3. Quand on effectue un braquage alors que la pompe hydraulique fonctionne mal.....	
2.3.2 Quand le volant de direction est manœuvré.....	
III. Description du système à réaliser.	
3.1. Première conception en chargeant le verin par des poids....	
3.2. Deuxième conception en chargeant le verin par la pression du fluide en retour.	
3.3. Conception admise.....	
3.3.1. Description du système.....	
3.3.2. Détermination des caractéristiques du système.....	
3.3.3. Expression de la vitesse du piston.....	
3.3.4. Courbes caractéristiques.....	

IV. REALISATION DU SYSTEME.

- 4.1 Mise en marche du banc d'alimentation:.....
- 4.2. Démontage et remontage du distributeur et du verin.....
- 4.3. Réalisation des records.....
- 4.4. Réalisation du système de commande du distributeur.
- 4.5. Démontage du régulateur de pression et la soupape de Non-retour.
- 4.6. Montage du système.

V CONCLUSION.

T A B L E   D E S   F I G U R E S.

## P P R E F A C E

Ce projet consiste à adapter un systeme de direction hydraulique d'un chariot de manutention à des manipulations pédagogiques très diversifiées.

Les données de bases étant :

- Un banc d'essai des éléments hydrauliques mis en marche depuis juin 1983 .

Un distributeur et un verin d'un servo-direction pour un clark.

Avec ces données on devrait arriver à réaliser un système qui permet d'élaborer une étude sur le fonctionnement et la conception des systèmes hydrauliques de direction de véhicules.



I. INTRODUCTION :

I. INTRODUCTION :

1.1. Notion sur l'évolution de l'hydraulique.

1.1.1. Historique:

La creation de l'hdraulique en tant que science a été précédé par la decouverte de toute une serie de lois et par l'étude de questions particulières concernant l'équilibre et le mouvement des fluides.

En 1612 parut le traite de G. GALILEE "Raisonnement sur les ~~cor~~ les corps plongés dans l'eau" où pour la première fois, étaient exposés d'une façon ~~sys~~stématique le principe de l'hydraulique.

Vers 1650 la loi de la transmission de puissance pascal, extérieure dans les liquides fut découverte par PASCAL, loi connue sous le nom de "principe de PASCAL". C'est aussi lui qui, le premier proposa la notion de viscosité des liquides.

Cependant, ce n'etaient que des lois et des questions séparées les unes des autres et jusqu'au 1738, il n'existait pas encore de sciences ordonnées traitant le mouvement des liquides. A cette année D.BERNOULLI exposa une <sup>loi</sup>fondamentales du mouvement des liquides sous forme d'une équation reliant entre elle la pression, la vitesse et la côte dans le courant.

En 1755, le célèbre mathématicien, physicien et astronome L. EULER établit les équations différentielles générales du mouvement d'un fluide parfait dont l'intégration, pour un cas particulier, conduit à l'équation de BERNOULLI. Et la première période de développement de l'hydraulique en tant que science se termina avec les travaux de BERNOULLI, EULER, sans oublier bien sùre le grand savant Russe M. LOMONOSSOV qui a été toujours en contact avec EULER au cours de des travaux.

La seconde période de son developpement, qui comprit les années suivantes du XVIII° siècle et une grande partie du XIX° siècle, fut caractérisée par la détermination des coefficients de correction rendre beaucoup plus précise la loi fondamentales de BERNOULLI. Période liées aux plusieurs chercheurs expérimental parmi lesquels

on trouve: DARCY en France, WEISBACH en Alleman.

La période suivante dans l'histoire de l'hydraulique qui comprend la fin du XIX<sup>o</sup> et le debut du XX<sup>o</sup> siècle peut être appelée: "la période d'approfondissement ultérieur de ces bases théoriques". Elle est conditionnées par une croissance rapide des forces de production conditionnée par le développement de la technique et liée aux noms des suivants telsque : G. STOCKS, O. RUYNOLDS, N. JUKOVSKI, N. PETROV ... ect.

En ce qui concerne les servo-mécanismes tant hydraulique purs que électrohydraulique, il convient de signaler les travaux de Laplace en 1880 qui a crée une théorie qui, utilisant la transformation portant son nom, Permet de calculer rapidement la stabilité et la précision des servo-mécanisme, sans oublier les travaux de M.I.T. aux états-Unis sur les forces dynamique dans les distributions.

1.1.2. Caractéristique et équations d'écoulement des liquides

Le mot hydraulique, dans le sens le plus général du terme est la seul qui permet de réaliser des déplacements mécaniques dont la puissance est maximale pour un encombrement et une masse donnée.

Le progrès de la technique des mécanismes hydrauliques a permis d'abaisser le prix de revient d'où la raison pour laquelle la transmission hydraulique est diffusée dans de nombreux domaine, et jusque dans l'automobile où elle intervient maintenant, sinon dans toute les ~~xxx~~ suspensions, tout au moins pour le freinage et les servo-directions.

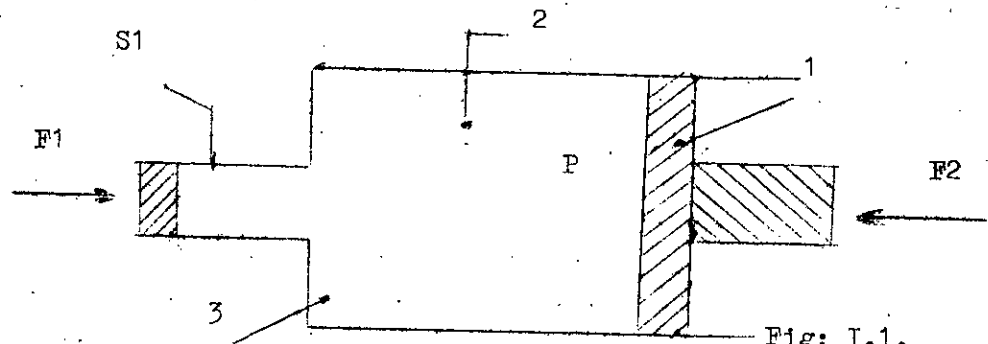
Les liquides qu'on utilise actuellement dans la transmission de puissance sont caractérisées par le fait qu'en petite quantité ils prennent une forme sphérique et qu'en grande quantité ils prennent une surface libre. Une particularité importante des liquides

consiste en ce que la variation de leur volume avec la pression et la température est infime c'est pourquoi on les considère d'habitude comme étant incompressible d'où déplacement facile par poussée, une rigidité importante de positionnement (c'est le cas d'un piston par exemple pour un vérin) et possibilité d'exercer sur eux des pressions considérables.

De même les propriétés suivantes sont une caractéristique aussi importante pour les liquides utilisés en transmission hydraulique qu'il ne faut pas négliger lors d'une étude de la transmission de puissance pour un mécanisme hydraulique.

a) les liquides transmettent intégralement les pressions dans tous les sens (principe de PASCAL) d'où possibilité de transmettre par les liquides des pressions importantes et d'obtenir des poussées considérables. Par exemple quelle est la valeur de la force F1, dans la Fig. I.1, nécessaire pour maintenir le piston 1, qui rentre dans le récipient 2 où regne une pression P, et l'empêcher de buter sur la face 3.

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{F_2}{S_2} \\ P &= \frac{F_1}{S_1} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{F_2}{S_2} = \frac{F_1}{S_1} \Rightarrow F_1 = \frac{S_1}{S_2} F_2$$



Soit  $S_2 = nS_1$  où

n est un nombre entier  $\Rightarrow F_1 = \frac{F_2}{n}$

Quand S1 diminue encore, n augmente et par conséquent la force F1 nécessaire diminue.

- b) Viscosité variable et fonction de la température.
- c) Un coefficient de dilatation beaucoup plus élevé d'un liquide que celui des solides; toute variation de température d'un liquide

placé dans un réservoir détermine des variations de volume qu'il ne faut pas contrarier; sinon les réservoirs et conduites subissent des contraintes considérables.

d) Certaines liquides tel que l'eau subissent en se solidifiant, une augmentation de volume d'où risque d'éclatement des conduites en cas de gel.

c) Un pouvoir lubrifiant important

On entend par pouvoir lubrifiant la propriété de minimiser le frottement sec.

L'écoulement d'un liquide dans une conduite est régi par deux équations suivantes:

\* Equation de continuité.

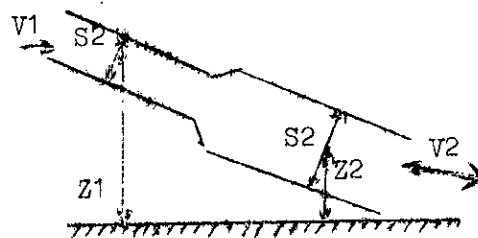


Fig. I.2.

Si  $V_1$  et  $V_2$  sont les vitesses du liquide respectivement dans les sections  $S_1$  et  $S_2$  on aura:

$S_1 V_1 = S_2 V_2 = Q =$  la quantité du liquide qui s'écoule à travers les deux sections  $S_1$  et  $S_2$  dans l'unité de temps.

\*\* Equation de l'énergie

Son énoncé est tel que la somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique du liquide reste constante à une perte près le long d'une canalisation. Pour l'unité de masse ce théorème se traduit par:

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + \text{Perte de charge}$$

où:  $z_1$ ,  $V_1$ ,  $z_2$ ,  $V_2$  sont définis à la Fig I.2.

$\rho$ : la masse volumique:

$P_i$ : la pression au pt  $i$ .

### 1.1.3. Transmission hydraulique

La transmission de puissance à l'aide d'un fluide sous pression peu compressible est une technique relativement nouvelle parmi les industries mécaniques.

Grâce aux progrès conjugués de la filtration des matériaux, de leurs usinage et états de surface elle tend à présenter de plus en plus des puissances massiques qui se rapprochent de celle de la transmission mécanique, tout en permettant le dosage, c'est-à-dire de réaliser des commandes progressives et des sero-mécaniques.

Une analyse des principes de base montre que ces techniques sont encore loin d'avoir atteint une sorte d'apogée et l'on peut espérer améliorer encore les puissances massiques, le prix de revient et le volume des applications et de la production dont l'accroissement est aujourd'hui supérieur à celui des industries mécaniques. Il est à noter que l'avantage décisif de la commande hydraulique vis-à-vis des autres types de commandes est son rapport plus élevé du couple moteur maximum (moment) à la masse (moment d'inertie) des éléments mobiles du récepteur et de la charge.

L'installation d'un tel dispositif de transmission hydraulique comprend essentiellement :

- a) Un réservoir avec canalisation de départ et de retour
- b) Un générateur de liquides sous pressions. Ex: Pompes
- c) Des appareils récepteurs Ex: Verin
- d) Des appareils auxiliaires: distributeurs, régulateur de pression, soupape de sécurité ..... etc.

### 1.2. Le banc d'essai.

#### 1.2.1. Description du banc

Il m'apparu qu'il n'est pas nécessaire, dans le cadre de ce projet, de faire une étude assez profonde sur ce banc d'essai du fait que le projet consiste à adapter un système de direction hydraulique d'un chariot de manutention pour des manipulations technologiques d'une part, et que l'étude complète de ce banc a été faite par Monsieur AMROUCH en Juin 1983 ( Réf. N° 6 ) d'autre part, En tout cas, il est utile de fournir quelques données de bases permettant de comprendre le fonctionnement de ce banc d'essai

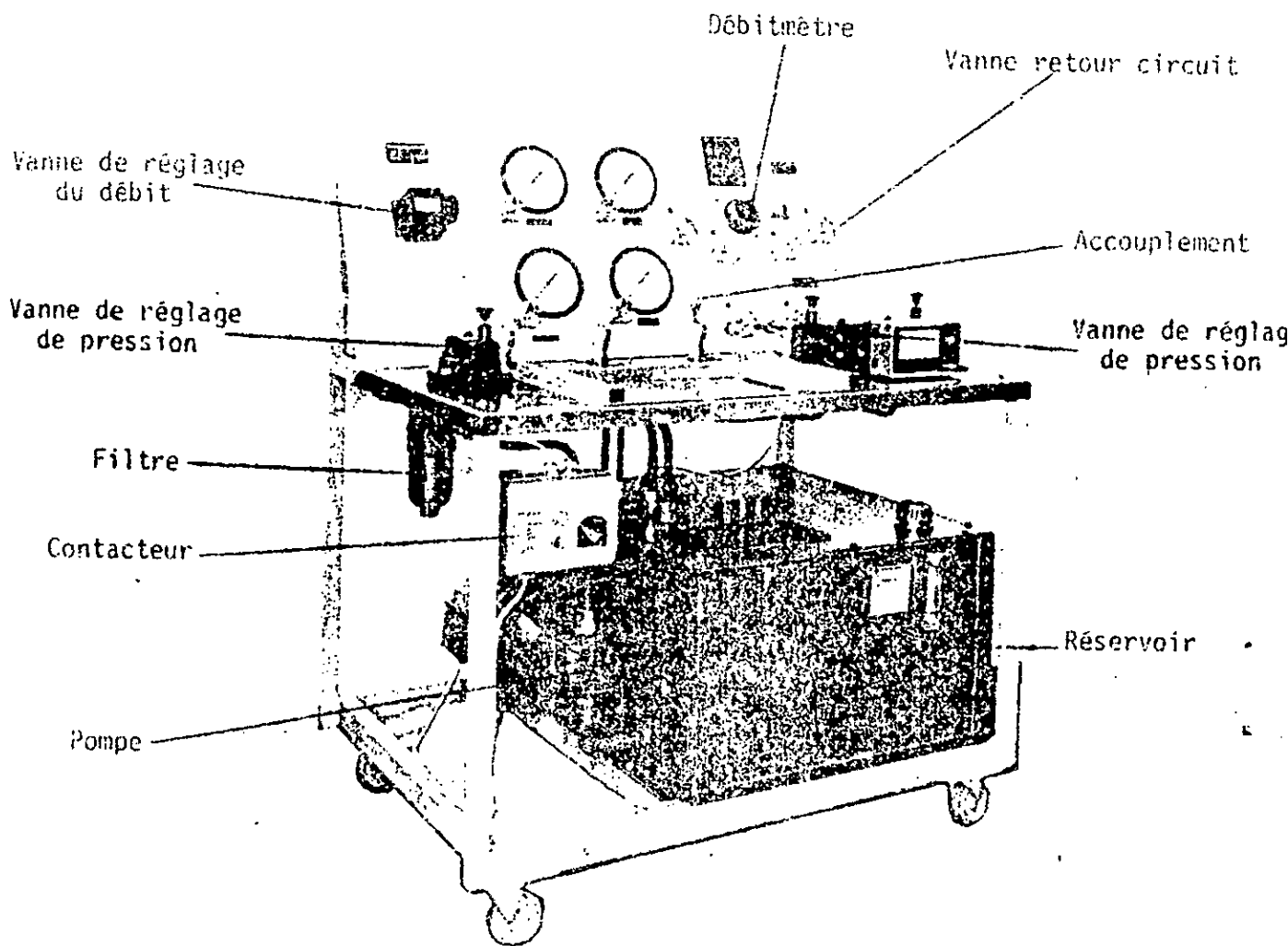


FIG. 1 - VUE DU BANC HYDRAULIQUE

et de pouvoir suivre l'éventuel circuit hydraulique que nous allons réaliser.

Ce banc, conçu pour offrir la possibilité d'effectuer des ~~essais~~ ~~sur~~ essais sur les appareils utilisés lors de la transmission hydraulique en puissance, réunit pratiquement tous les appareils pour fournir, réguler, étudier le fluide hydraulique utilisé dans les différents éléments.

Les appareils de mesure sont montés sur le tableau de contrôle du banc et permettant d'effectuer soit des démonstrations de principe de fonctionnement des éléments hydraulique, soit des études quantitatives de principaux paramètres de fonctionnement.

Le schéma du banc est donné en Fig. I.3.

Dans laquelle on distingue trois parties principales :

1. Le réservoir d'huile et la pompe à engrenage
2. Le plan du travail du banc
3. Le tableau des appareils de mesure.

#### 1.2.2. FONCTIONNEMENT

Pour décrire le fonctionnement du banc hydraulique on considèrera le circuit d'alimentation et les deux circuits de refoulement

\* Circuit d'alimentation. (Fig I.4 a)

En ce qui concerne les détails sur la construction de ces organes on a qu'à se reporter au mémoire de Monsieur N. AMROUCHE promotion Juin 1983 ( Réf. N° )

\*\* Le circuit/<sup>de</sup>retour (Fig I.4 b)

Le régulateur de pression A a une plage de réglage continue de la pression 3,4 à 35 bars. Celui de B a une plage de réglage continue de la pression 3,4 bars à 105 Bars. Ces deux régulateurs de pression sont de même conception que la soupape de sécurité (ou régulateur de pression d'alimentation) seulement ils ne comportent pas de retour au réservoir.

Ces organes de retour permettent 4 possibilités différentes de retour du fluide hydraulique après son utilisation dans le montage expérimental en manoeuvrant les valves A1, A2, A3, ou B1, B2, B3.

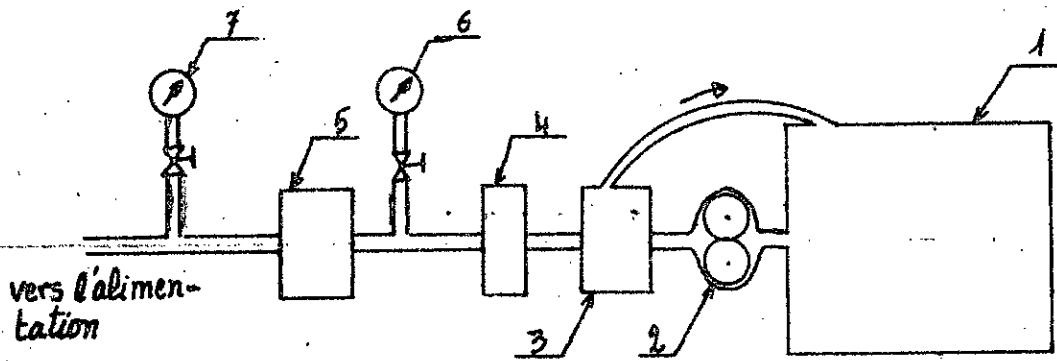
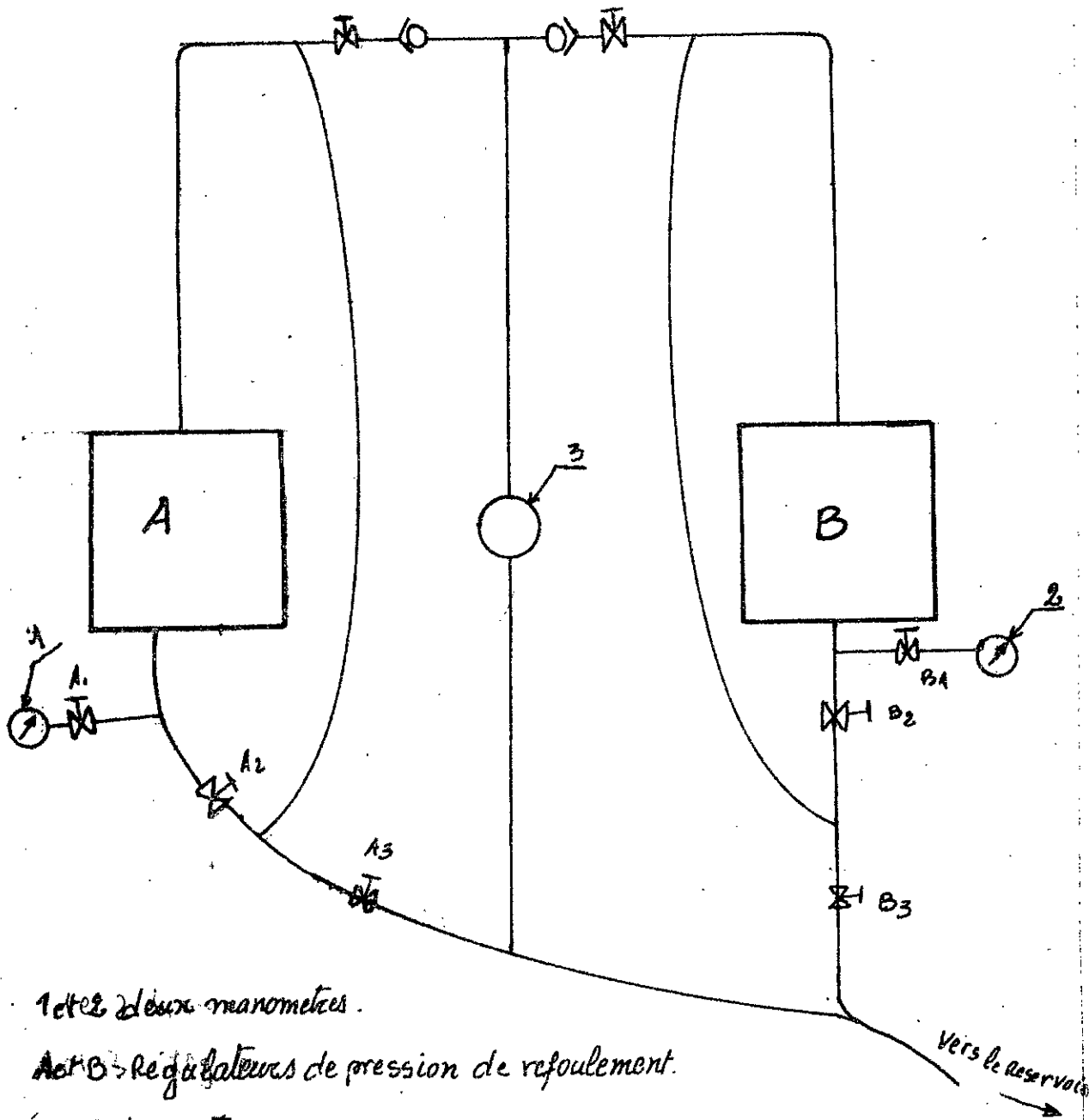


fig. I.4.a.

1. Reservoir d'huile.
2. La pompe de refoulement.
3. Le régulateur de pression d'alimentation avec une conduite pour le retour du surplus d'huile.
4. Le filtre d'huile.
5. Le régulateur de débit.
- 6 et 7. Deux manomètres indiquant la pression amont et aval du régulateur de débit.





1 et 2 deux manomètres.

A et B - Régulateurs de pression de refoulement.

3. Débit-mètre.

fig. I.4.b.

### 1.3 LES VERINS

Ceux Sont des organes qui reçoivent l'énergie de pression et la restituent sous forme d'énergie mécanique de translation. On distingue 3 Types de verins.

\* Verin à simple effet. Dans un tel verin l'action de l'huile ne s'exerce que dans un seul sens, pour l'autre, il est prévu soit un ressort de rappel soit c'est le récepteur qui assure le déplacement du piston dans l'autre sens. (Fig. I.5. a).

\*\* Verin à double effet: l'action de l'huile sur le verin s'exerce dans les deux sens et la commande de la position du piston se fait hydrauliquement. La selection est assurée comme on le verra par un distributeur (Fig. I.5 b).

\*\*\* Il existe aussi les verins différentiels qui sont les moins utilisés.

### 1.4 LES DISTRIBUTEURS

Un distributeur est un appareil destiné à établir ou à interrompre la communication entre l'alimentation et l'organe récepteur par exemple pour un verin à double effet il s'agit de mettre successivement les deux faces du piston en communication avec la pompe, l'autre face étant simultanément en communication avec le reservoir. la Fig. I.6. Montre la construction et le fonctionnement d'un tel distributeur. Le corps A Fixe est percé d'orifice pour permettre l'arrivée et le depart du fluide. La position du tiroir B, coulissant en tournant determine l'ouverture ou la fermeture des orifices du corps donc la selection du départ et de l'arrivée du fluide. L'huile arrive du côté d'alimentation passant dans le corps A, il agit sur la face gauche du piston du verin pour le déplacer vers la droite; à l'aide d'un dispositif de manoeuvre du piston B, on met en communication l'arrivée de la pompe avec la chambre B de la tuyauterie. L'huile arrivant dans le verin agit sur la face droite du piston; L'autre face est en communication avec le reservoir R: Le piston se deplace vers la gauche. C'est ainsi le distributeur assure la selection du passage d'huile sous pression.

## II. SYSTEME HYDRAULIQUE DE DIRECTION PAR UN "CLARK"

### 2.1. INTRODUCTION.

La reglementation concernant les vehicules automobiles

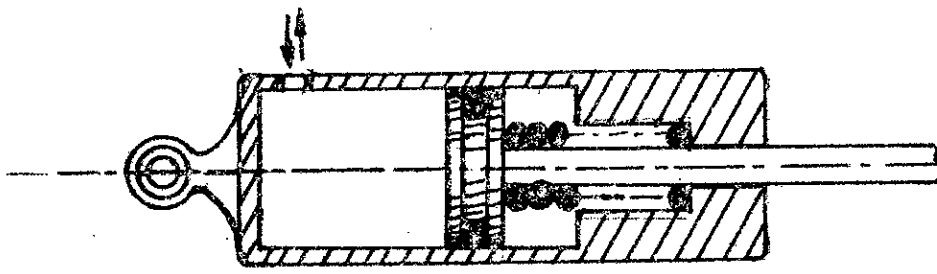


fig. I. 5. a. Verin à simple effet.

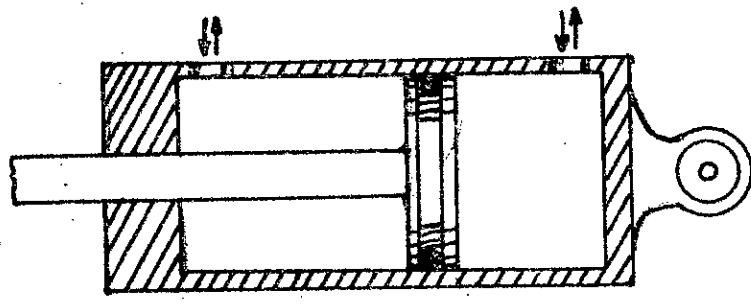


fig. I. 5. b. Verin à double effet.

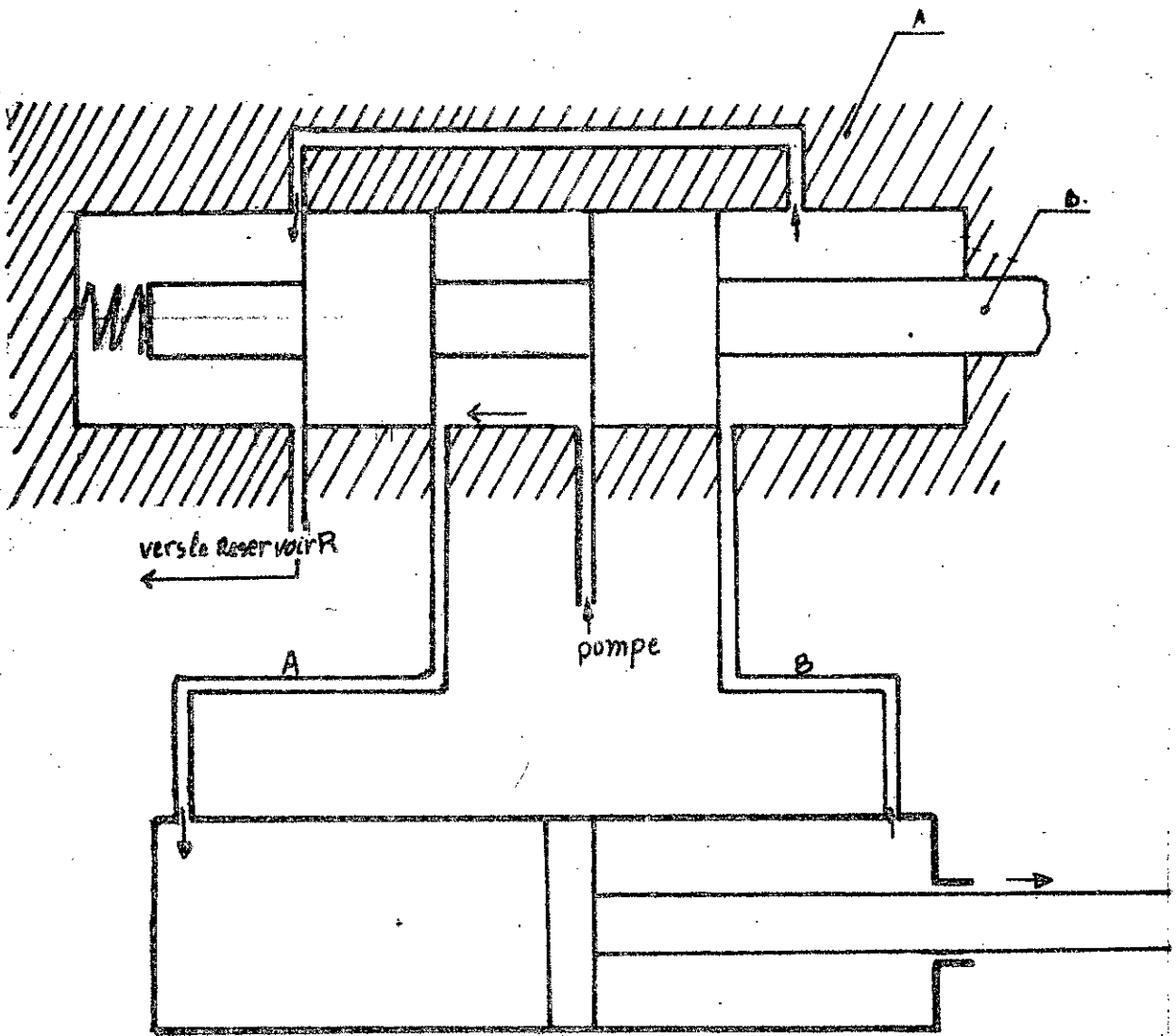


fig. I.6.

limite des efforts de manoeuvre à appliquer sur le volant à 250 N. Dans certain cas, on se trouve donc dans l'obligation de faire appel à une force additionnelle qui vient assister la direction à partir d'une certaine charge sur l'essieu directeur où la charge peut atteindre une valeur de 80000 N!. La meilleure solution qui s'offrit fût d'accompagner le boîtier de direction mécanique par de groupes garantissant une assistance hydraulique. Dans la direction à assistance hydraulique une pompe entraînée par le moteur, refoule l'huile à l'haute pression nécessaire au braquage. Un distributeur dirige l'huile sous pression vers un côté d'un cylindre de travail quant on fait tourner le volant et lorsqu'une force correspondante vient s'opposer au braquage des roues. Le conducteur est ainsi déchargé d'une grande partie de la force normalement nécessaire à la conduite.

Cependant la direction assistée présente deux inconvénients principaux:

\* Le conducteur ne "sent" plus sa direction puisque l'effort à exercer sur le volant est insignifiant. Le dispositif correcteur existant dans les servodirection des véhicules actuels est le ressort de guidage (Voir paragraphe II.2) reliant le tiroir avec le manchon du distributeur dans la position neutre où l'huile ne peut passer vers le vérin. Le ressort donne une force de braquage qui augmente progressivement avec l'angle que fait le tiroir avec le manchon, de telle sorte que le conducteur puisse "sentir" la grandeur des forces nécessaires au braquage de la direction bien que d'une manière fortement réduite

\*\* Il peut y arriver que lors d'un braque complet la direction vienne heurter brutalement la butée de roue. Pour éviter cet inconvénient on utilise un dispositif de limitation hydraulique de braquage qui comprend 1 ou 2 soupapes pouvant s'ouvrir dans la direction peu avant d'atteindre la butée de roue ou celle incorporée à la direction. Pour être aussi commode que possible on fait notre description sur un véhicule qu'on peut rencontrer quotidiennement et sur tout chantier. C'est le "Clark", chariot de manutention dont on prend sa direction comme un exemple sur lequel on fait l'étude des directions hydraulique d'une part/les organes d'une telle direction vont ~~non~~<sup>et</sup> servir pour l'éventuel système hydraulique de transmission à réaliser, d'autre part.

2.2. Conception d'un système hydraulique de direction pour un chariot de manutention.

La Fig. 2.1 donne la conception d'un tel système dont les principaux organes sont:

1 La pompe à engrenage d'alimentation du circuit hydraulique reliée à la prise de force sur la boîte de vitesse

2. Une soupape de réglage de la pression; Elle limite la valeur de la pression maximale dans le circuit.

3. La boîte de distribution qui comprend.

3.1. Le monchan

3.2 Tiroir relié au volant de direction par cannelures la position du tiroir par rapport au manchon détermine le passage de l'huile de la pompe d'alimentation au vérin grâce à des orifices pratiqués sur ces deux parties

3.3 Rotor de la pompe à main, porté en rotation par le monchan

3.4 Stator de la pompe à main.

3.5 Clapet de non retour entre l'entrée et la sortie de l'huile

3.6 Arbre d'entraînement

3.7 Ressort de guidage

3.8 Couvercle supérieur

3.9 Axe de guidage

3.10 Couvercle inférieur

4 Vérin de commande de direction, à double effet avec soupape de fin de course sur le piston, il commande grâce à des leviers, le braquage des roues directrices

5 Distributeur de l'équipement hydraulique de levage

6 Filtre, placé sur la conduite d'écoulement et muni de by-pass.

### 2.3 FONCTIONNEMENT

Pour comprendre le fonctionnement du système de direction hydraulique, il m'apparaît utile de considérer les trois états possibles du système qui sont: \* Quand le volant de direction n'est pas manoeuvré  
\*\* Quand le volant de direction est manoeuvré  
\*\*\* Lorsqu'on effectue un braquage alors que la pompe hydraulique fonctionne mal (ou le moteur est arrêté) et de suivre de chacun de ces trois états le trajet suivi par l'huile.

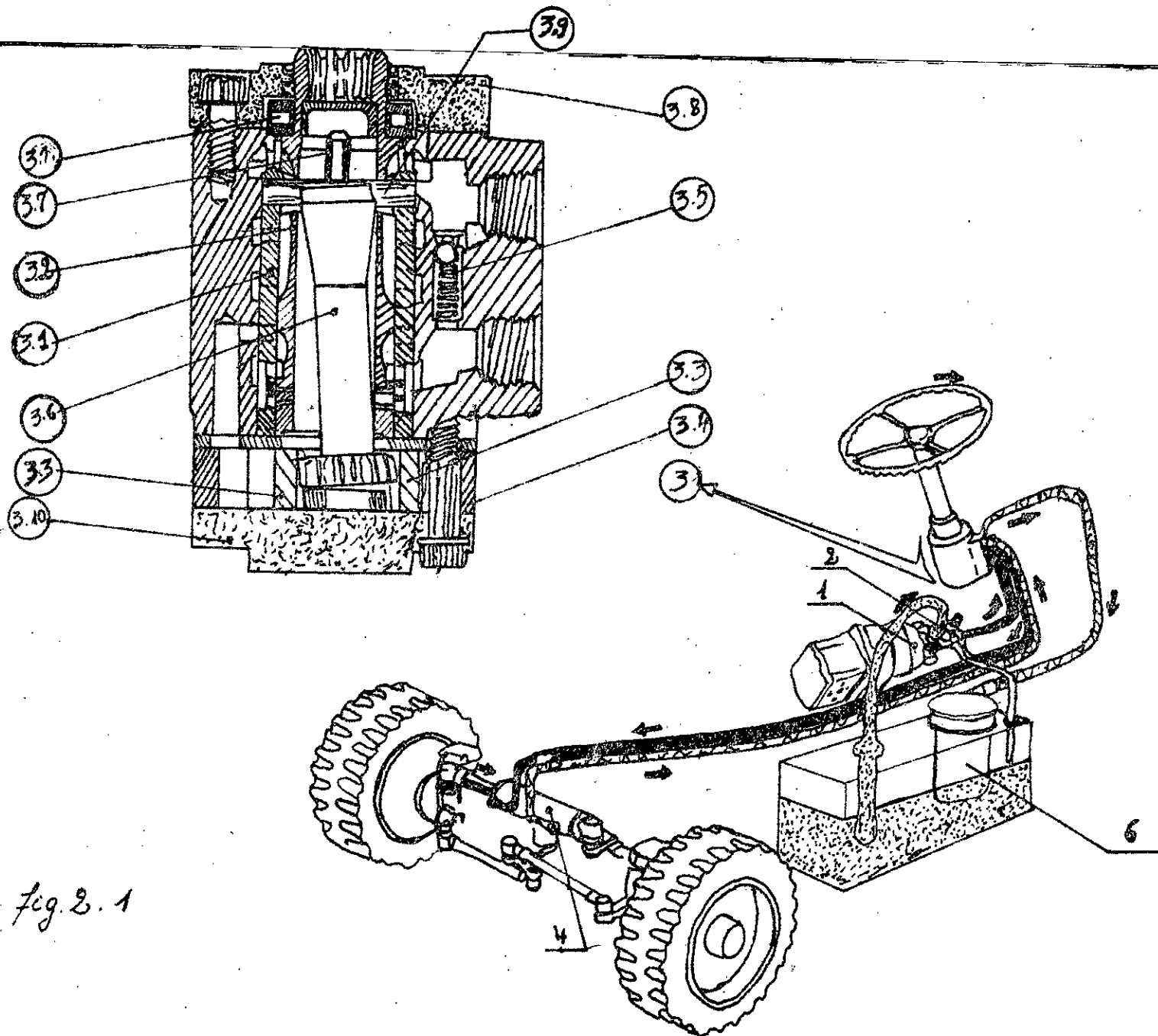


Fig. 2. 1

a). Le volant de direction n'est pas manoeuvré  
Fig. 2.2 et 2.2'

Lorsque le volant de direction n'est pas manoeuvré, le ressort de guidage maintient le tiroir et le manchon arrêtés dans la position où l'axe de guidage est situé au centre de la boutonnière du tiroir. Dans ce cas, les orifices qui relient le manchon au verin de direction et la pompe à main sont indépendants des fentes sur toute la longueur du tiroir. Alors les petits trous du fond du tiroir sont alignés avec ceux du fond du manchon. On obtient un total de 24 trais en arrangement des paires de trous en 12 endroits également répartis tout autour de la circonférence du tiroir ou du manchon

L'huile venant de la pompe pénètre dans l'orifice d'entrée du distributeur et traverse les petits trous du manchon et du tiroir jusqu'à l'intérieur de ce dernier. L'huile à son tour traverse la boutonnière du tiroir et la partie montante du ressort jusqu'à l'orifice de sortie du distributeur pour en retourner au réservoir.

Le schéma de la Fig. 2.3. permet d'illustrer encore mieux le trajet de l'huile lorsque le volant est en position neutre le tiroir 3.2 et le manchon 3.1 sont en position telle qu'ils permettent à l'huile de passer librement à travers les ouvertures a et b dans la fente de tiroir les voies c et d de communication au verin 4 restent fermées évitant ainsi que les chocs reçus par les roues ne se transmettent au volant de direction

b) Quand le volant de direction est manoeuvré. Quand on tourne le volant de direction à gauche par exemple Fig. 2.4 la rotation fait tourner à gauche le tiroir installé sur l'arbre du volant de direction à l'aide des cannelures. Comme le manchon est relié au tiroir par le ressort de guidage, ce dernier comprimé par le tiroir provoque une différence d'angle de braquage entre le tiroir et le manchon selon la contraction du ressort. En conséquence, chaque orifice du manchon est relié à une fente se trouvant sur la longueur du tiroir.

Dans ce cas, l'orifice de la pompe à main du manchon et l'orifice du verin de direction (du côté gauche) du manchon sont reliés grâce aux fentes se trouvant sur la longueur du tiroir. D'autre part, l'orifice du verin de direction (du côté droite) du manchon est relié



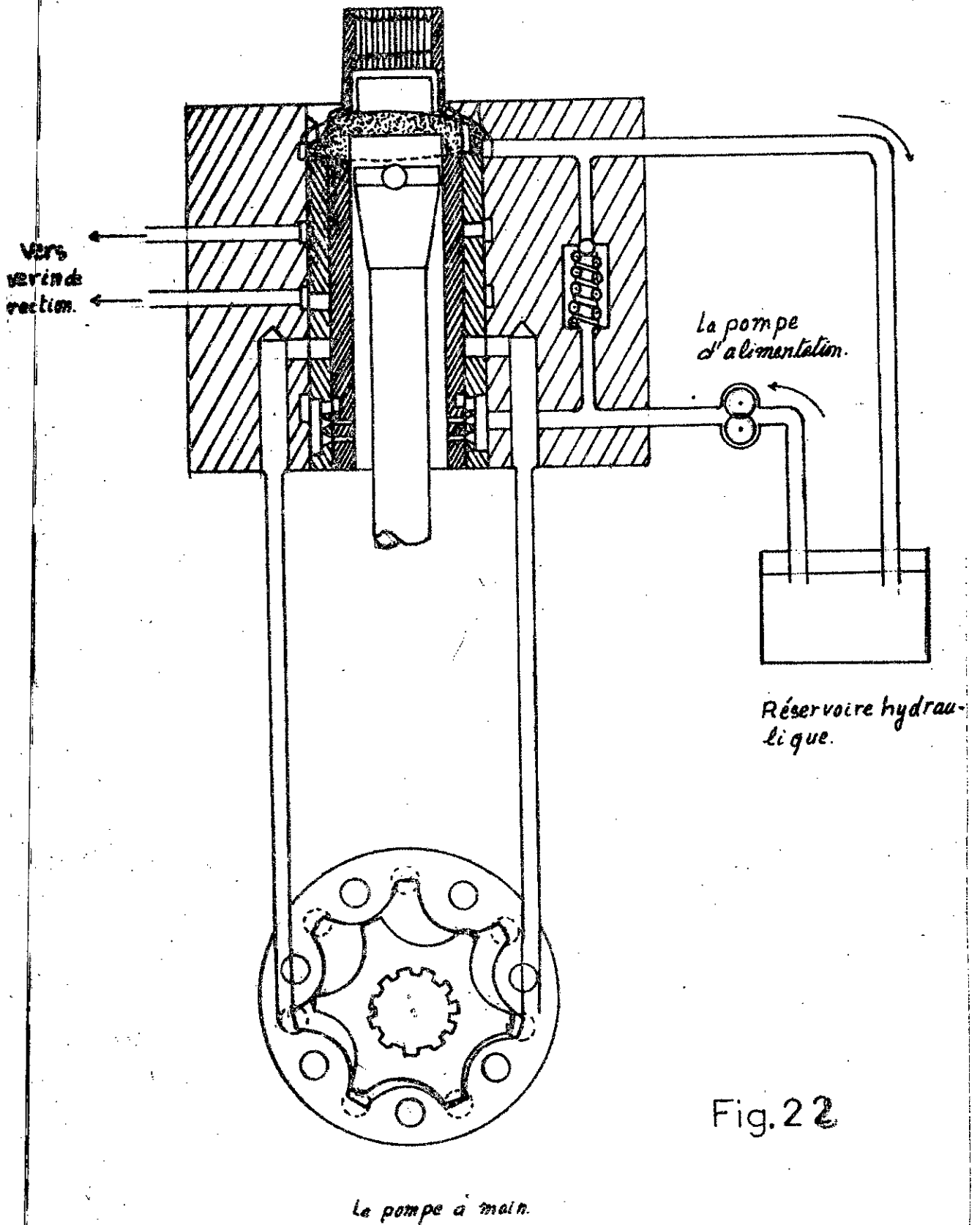
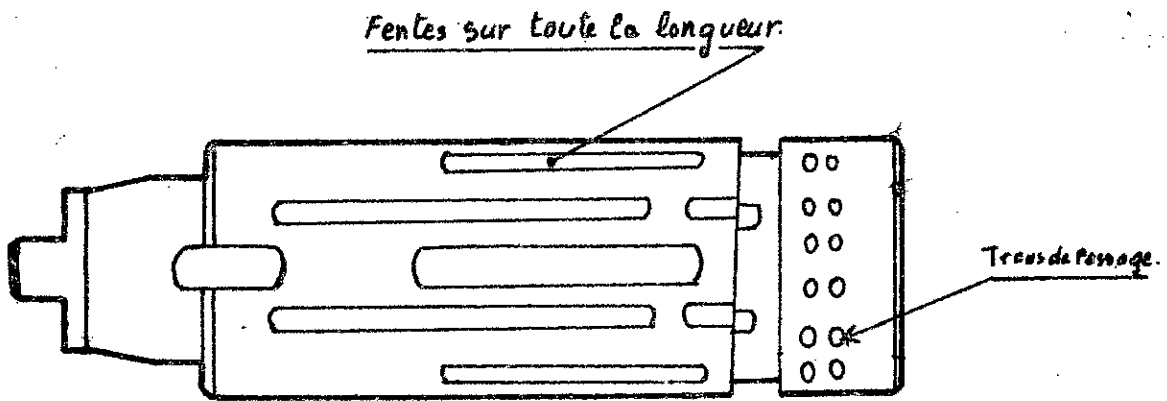
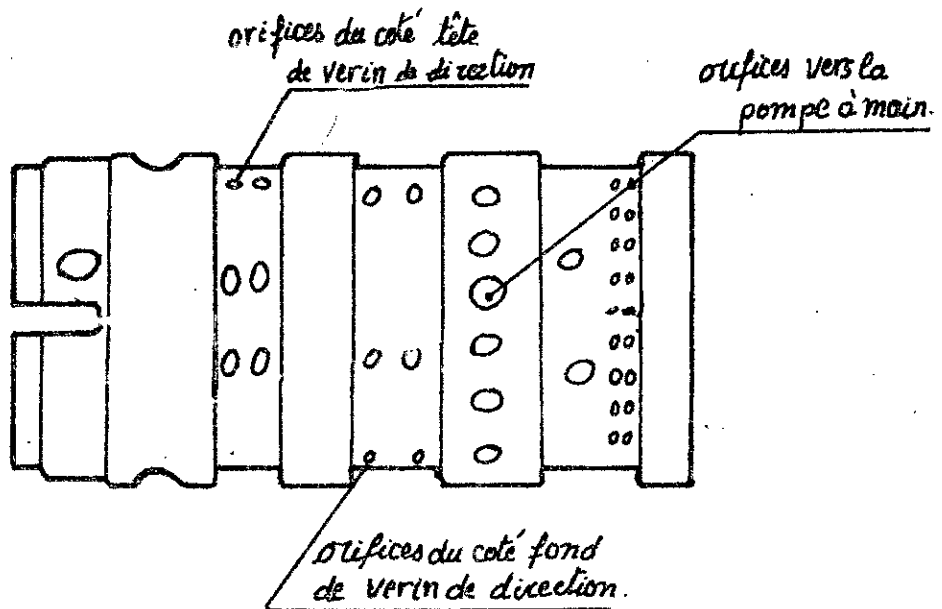


Fig. 22



a TIROIR



b. Manchon.

fig 2.2'

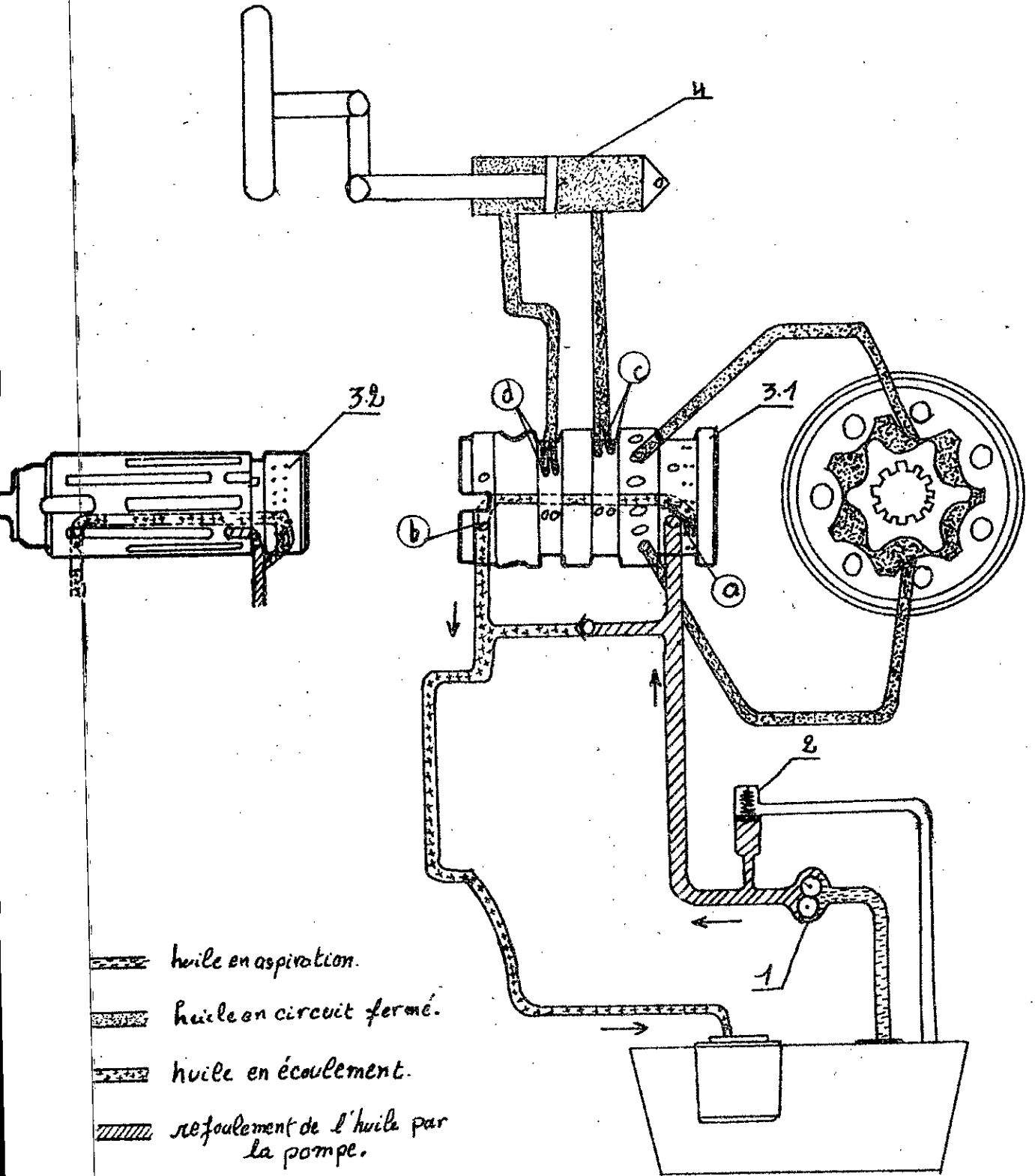
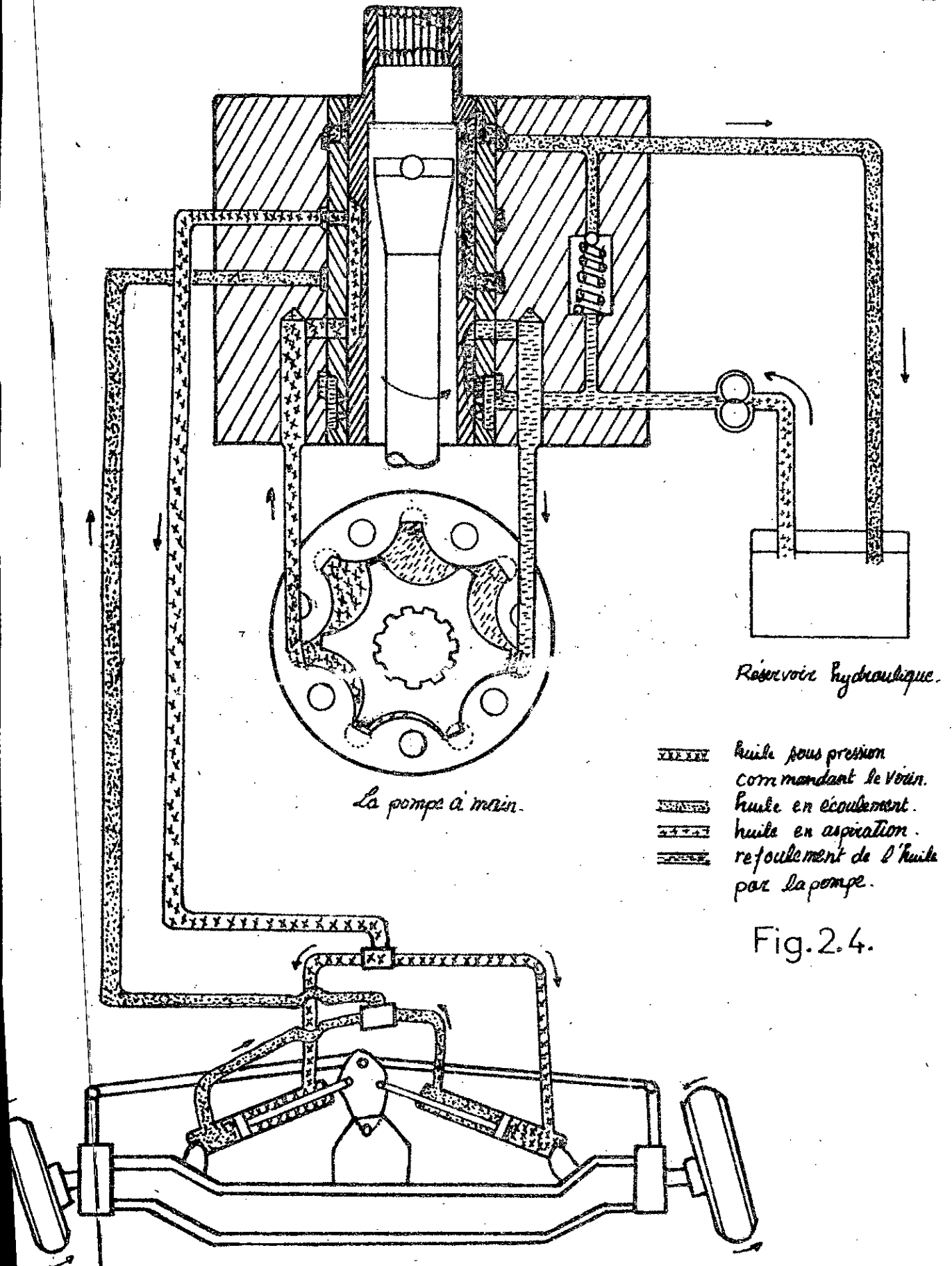


fig. 2.3.



à l'orifice de sortie du distributeur du manchon.

L'huile venant de la pompe pénètre dans la pompe à main par l'orifice d'entrée du distributeur et retourne au manchon. L'huile à son tour passe par une fente située sur la longueur du tiroir à travers l'orifice du vérin de direction dans le manchon jusqu'à ce dernier. Alors, l'huile venant du vérin de direction et forcée à traverser l'orifice du manchon et une fente située sur la longueur du tiroir et retourne au réservoir.

Dans le cas, qu'on vient de décrire la pompe à main tourne grâce à l'huile hydraulique venant de la pompe et agit comme un moteur hydraulique pour diminuer l'effort du manoeuvre du volant de direction. Quant on arrête de tourner le volant, la différence d'angle de braquage entre le manchon et le tiroir est éliminée par la force de rappel de ressort de guidage. On se retrouve dans les mêmes conditions que celles mentionnées auparavant dans le paragraphe (a).

Remarque (1) : Le schéma de raccordement des orifices de la pompe à main (qui sont au nombre de 7) aux orifices (de nombre 12) du manchon est illustré aux figures 2.5 et 2.6. Quand on tourne le volant de direction vers la droite, par exemple, les orifices de 2, c, e, g, i et k sont reliés par l'intermédiaire des fentes situées sur la longueur du tiroir à la pompe à main. De la même manière, les orifices b, d, f, h, j et l sont reliés au vérin de direction. A la figure 2.5, les orifices 1, 2 et 3 de la pompe à main sont en état de décharge d'huile. A ce moment là, ces orifices sont simplement reliés aux orifices 1, b et d, respectivement du manchon et l'huile est envoyée au vérin depuis ces orifices. De plus, les orifices 5, 6 et 7 de la pompe à main sont en état d'aspiration d'huile et elle sont simplement reliées aux orifices g, i et k, respectivement du manchon. L'huile venant de la pompe hydraulique de direction est aspirée par ces orifices. Quant on tourne le volant de direction de 90° à partir de la position montrée à la figure 2.5, on obtient le raccordement des orifices de la pompe à main aux orifices du manchon de direction montré à la figure 2.6. Dans ce cas, les orifices 1, 2 et 3 de la pompe à main simplement reliés aux orifices i, k et a, respectivement du manchon sont en condition d'aspiration d'huile. Alors que, les orifices 5, 6 et 7 de la pompe à main simplement reliés aux orifices d, f et h, respectivement du manchon sont en état de décharge d'huile. Comme décrit au paravant, les orifices de la pompe à main étant en état

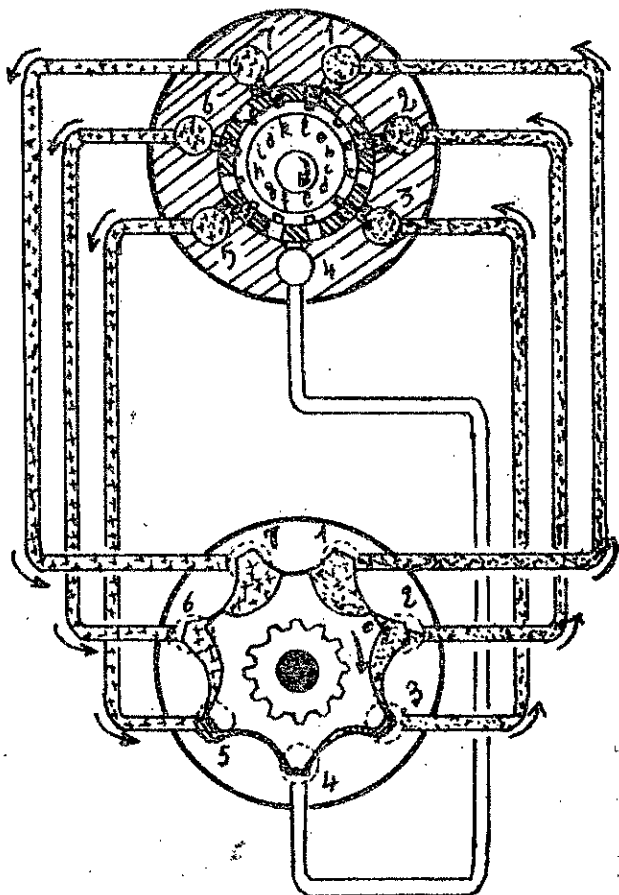


fig. 2.5

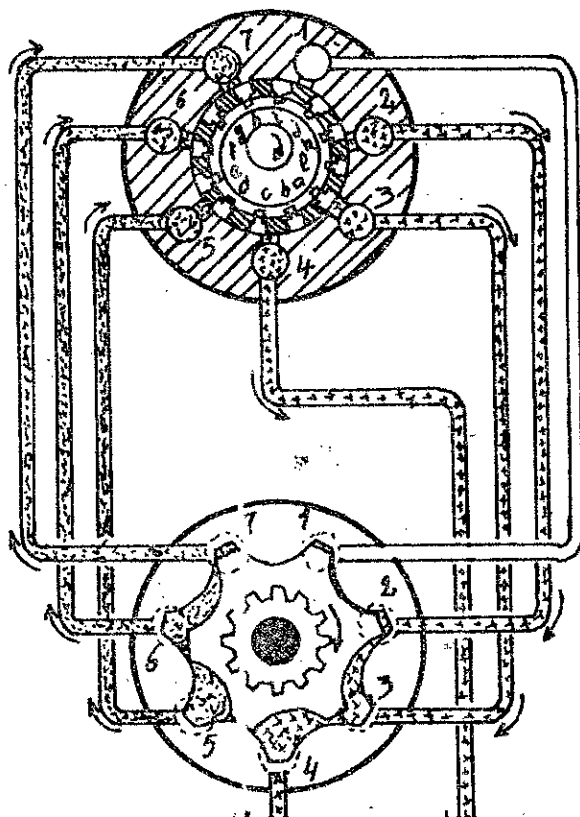


fig. 2.6

de décharge d'huile sont reliés aux orifices respectivement du manchon qui mènent au verin de direction. Alors que ceux de la pompe à main étant en état d'aspiration d'huile sont reliés aux orifices respectifs du manchon qui mènent à la pompe hydraulique de direction. Quand l'alimentation en huile venant de la pompe hydraulique est arrêtée à cause d'une panne du moteur ou de la pompe, la pompe à main est obligée d'aspirer l'huile venant du réservoir et de décharger l'huile jusqu'au verin de direction lors de la manoeuvre du volant par le conducteur.

L'autre fonction de la pompe à main est de régler le décharge d'huile en utilisant le fait que toute l'huile venant de la pompe hydraulique de direction doit toujours traverser la pompe à main. Comme l'engrenage interne de la pompe à main avance d'un dent par chaque  $1/7$  de tours du volant de direction, ce qui fait que la décharge d'huile correspond à l'avance de l'engrenage interne la quantité de décharge d'huile est directement proportionnelle à l'angle de braquage du volant de direction. Ce rôle de la pompe à main n'est pas inutile même lorsque le moteur ou la pompe hydraulique fonctionne mal, car cette propriété de décharge normale d'huile peut-être maintenue.

Remarque (2) Rôle du ressort de guidage, le ressort de guidage en forme de <sup>X</sup> qui est composé de deux jeux de ressort à trois lames comme cela est montré à la Fig. 2.7 est installé dans le manchon et dans le tiroir. Quand on tourne le volant de direction dans un sens quelconque le tiroir comprime le ressort de guidage. Etant donnée la forme X du ressort, une certaine différence angulaire se produit entre le manchon et le tiroir. Ceci permet de réaliser le recouvrement des orifices du manchon et celle du tiroir entre eux de telle sorte que l'huile traverse les orifices jusqu'au verin. Quand on arrête de tourner le volant, la pompe à main s'arrête de tourner. Comme le débit d'huile vers le verin est arrêté, la pression s'élève jusqu'à ce que la soupape de surpression principale s'ouvre pour libérer l'huile. C'est une surpression inutile. Pour l'éviter le ressort de guidage revient à son état d'origine de telle sorte qu'il n'y ait pas de différence angulaire entre le manchon et le tiroir. Alors, on retrouve la même situation que celle décrite au paragraphe "quand le volant n'est pas manoeuvré".

Après avoir fait une analyse de fonctionnement de tous les phénomènes

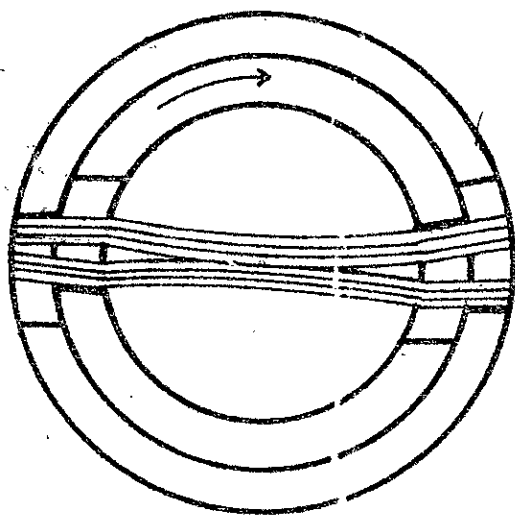
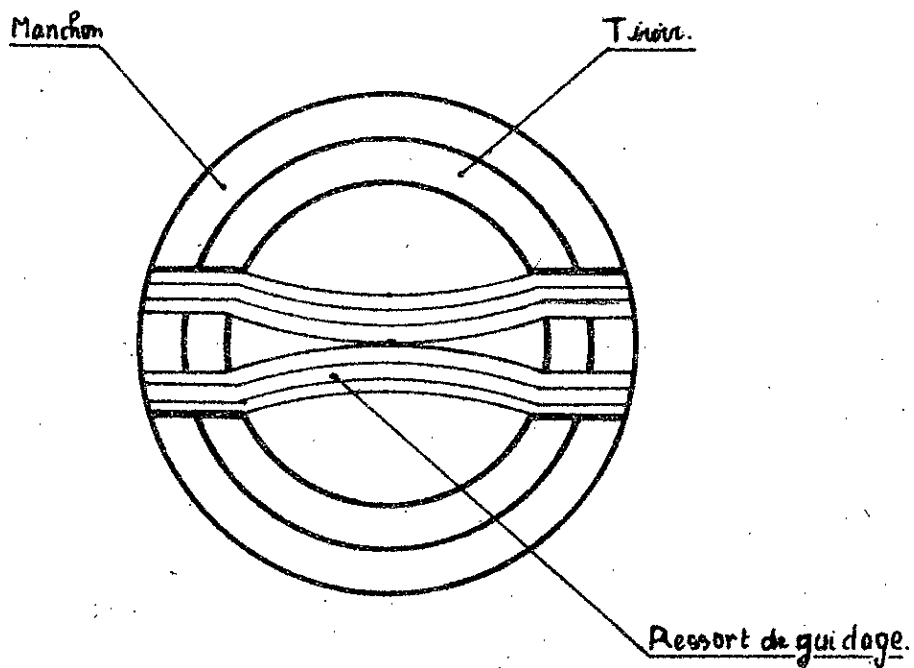


Fig. 2.7



qui se produisent au cours d'un braquage du volant de direction, il m'apparaît utile de terminer ce paragraphe par un schéma donnant les différents trajets de l'huile ainsi que son état de pression. C'est le schéma de la fig. 2.8. La rotation du volant de direction, à droite par exemple, fait entrer en mouvement le tiroir qui lui est relié par cannelures. Après 2° de rotation les voies d'alimentation du vérin commencent à s'ouvrir, le manchon commence en même temps à être entraîné.

L'huile arrive de la pompe 1 à travers le conduit g pratiqué dans le corps du distributeur, au manchon 3.1.; de là, elle est envoyée, à travers la fente h du tiroir 3.2 d'où elle sort à travers l'orifice e pour être envoyée à la pompe à main que le tiroir fait tourner.

L'huile sous pression passe, en sortant de la pompe à main par le trou l du manchon, de là, elle est renvoyée à travers la rainure m du tiroir 3.2, à l'orifice c du manchon, alimentant ainsi le vérin de commande 4 et déterminant le déplacement des roues directrices.

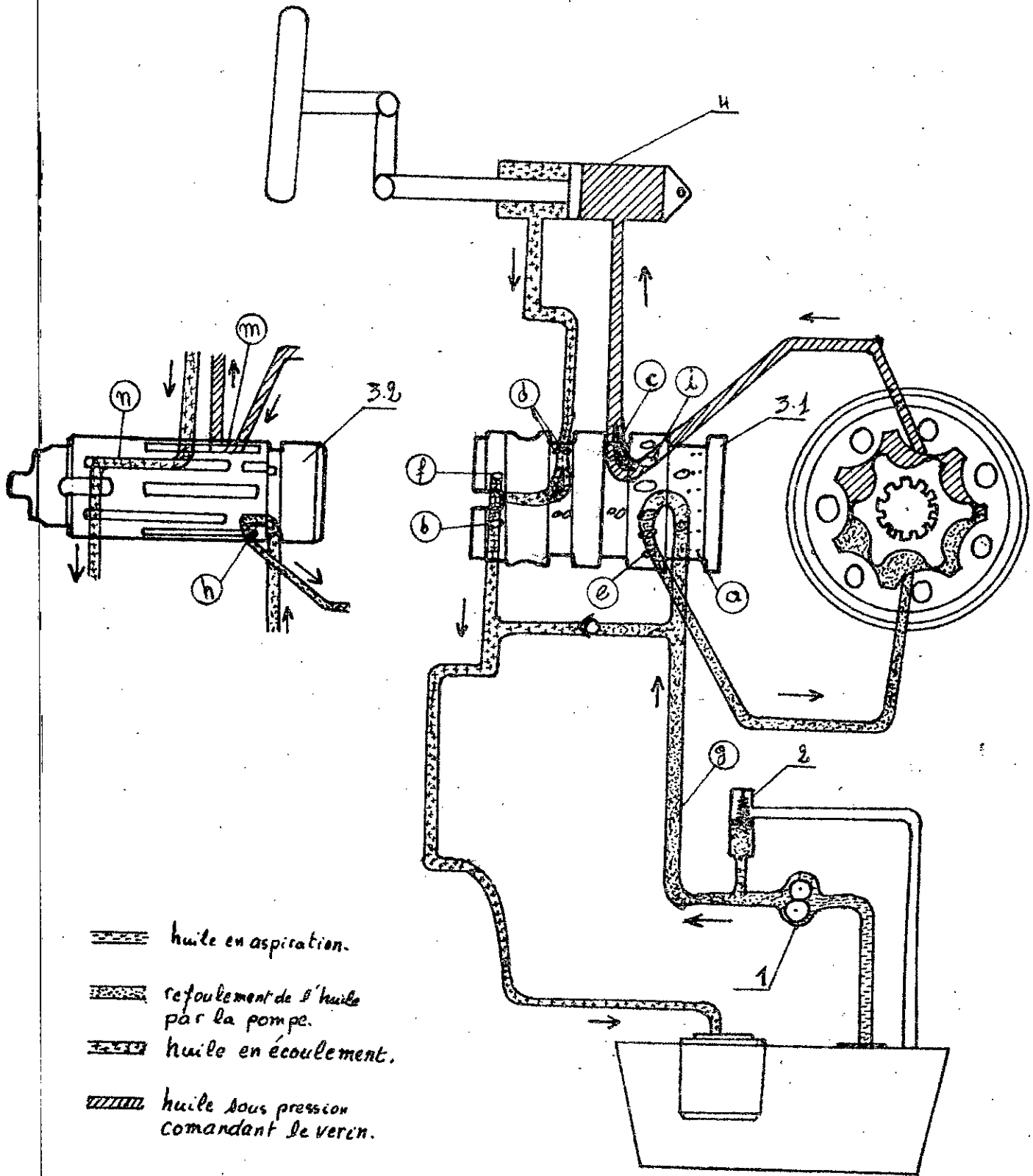
La quantité d'huile qui arrive au vérin, et, par conséquent, la vitesse de braquage, est proportionnelle au nombre de tours de la pompe à main.

L'huile qui s'écoule du vérin passe à travers l'orifice d du manchon, la rainure n du tiroir et l'orifice f en s'engageant dans la tuyauterie de retour.

Quand l'action sur le volant cesse, le manchon est ramené en position neutre par le ressort de guidage, les conditions du schéma c ( ) sont ainsi réalisées.

c.- Quant ont effectuée un braquage alors que, la pompe hydraulique fonctionne mal.

Quand un engin dont la direction est hydraulique est remorqué par une autre machine à cause d'une panne de la pompe hydraulique ou du moteur, le fait de maintenir la direction en état normal ne doit pas être négligé afin d'éviter tout accident. Pour satisfaire à cette exigence, c'est à la pompe à main d'écrite dans le paragraphe précédent qu'on fait appel. Quand le système de direction est alimenté normalement en huile hydraulique venant de la pompe, la pompe à main ne fait que commander le débit d'huile, sa rotation étant assurée par la pression de l'huile.







-  huile en aspiration.
-  refoulement de l'huile par la pompe.
-  huile en écoulement.
-  huile sous pression comendant le verin.

fig. 2.B.

27

Lorsque l'huile provenant de la pompe est arrêtée, l'axe de guidage vient toucher une extrémité de la boutonnière du tiroir et alors la force de braquage, du volant de direction est utilisée pour entraîner la pompe à main donc, pour aspirer l'huile du réservoir et la refouler vers le vérin.

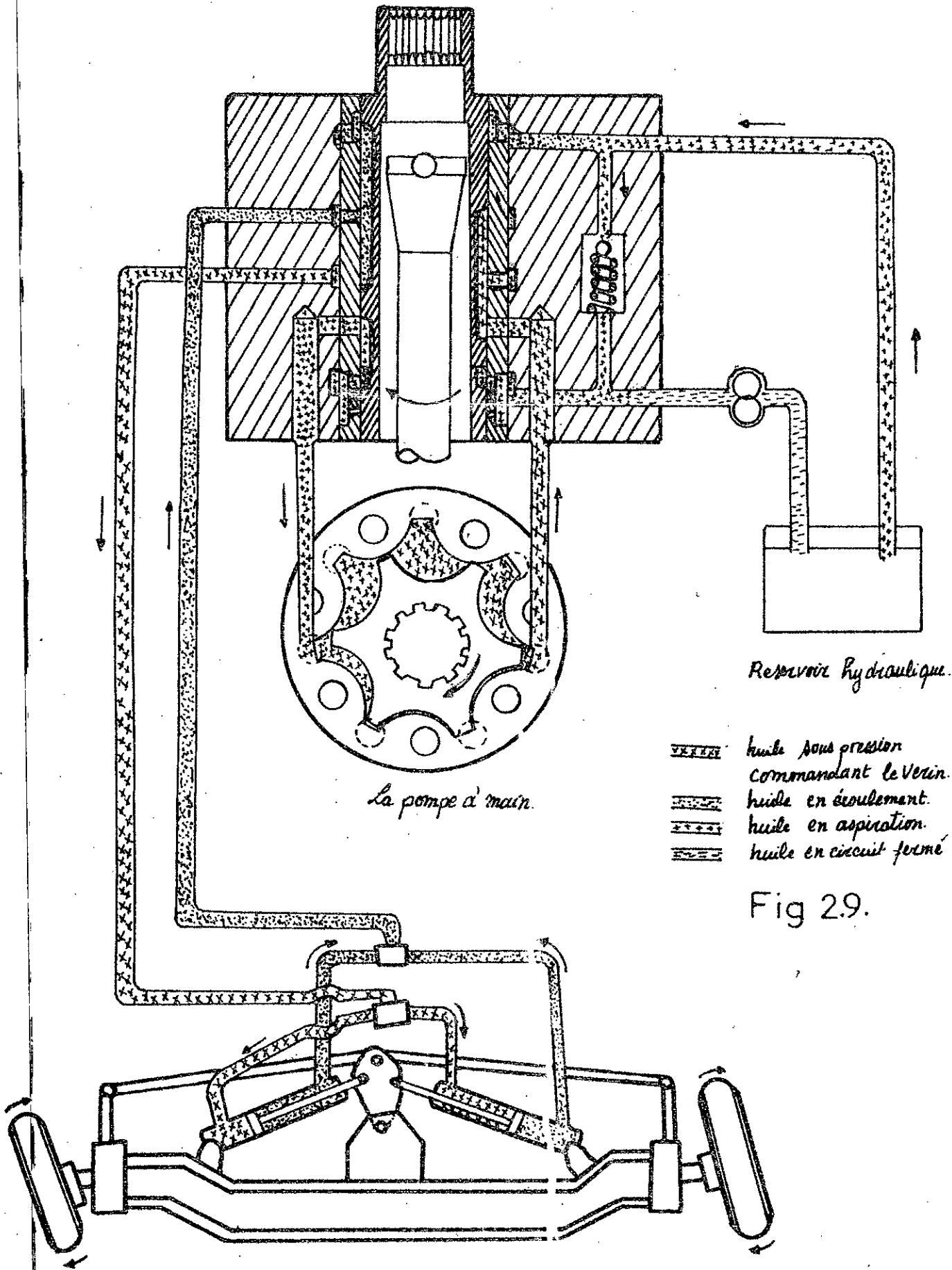
Les figures 2.9 et 2.10 expliquent le phénomène qui se passe dans un cas pareil.

Comme on l'a mentionné auparavant, une différence se produit dans l'angle de braquage entre le tiroir et le manchon et de ce fait, chaque orifice du manchon est relié à une fente située sur la longueur du tiroir. La pompe à main tourne avec le braquage du volant de direction. La rotation fait que la pompe à main aspire directement l'huile venant du réservoir, à travers le clapet anti-retour installé entre l'orifice d'entrée et l'orifice est celui de sortie du distributeur et alimente en huile le vérin de direction.

La rotation à droite par exemple, du volant de direction provoque celle du tiroir qui, après une rotation d'environ  $8^{\circ}$ , fait tourner le rotor de la pompe à main 33 à travers un axe transversal. L'huile envoyée par la pompe à main passe par l'orifice l, la rainure m et l'orifice c, alimente le vérin 4 et détermine ainsi le déplacement des roues directrices. L'huile en écoulement du vérin traverse l'orifice d, la rainure n et l'orifice f; il n'y a pas de contre pression : la soupape 3.5 s'ouvre et permet à l'huile de s'engager dans l'aspiration de la pompe à main.

La rotation du volant en sens contraire provoque l'alimentation du vérin de commande dans l'autre sens, c'est à dire que l'huile entrera par l'orifice d et sortira par l'orifice c.

Dans des conditions pareilles, les conducteurs de véhicule disent "qu'il est très difficile ou même impossible de faire tourner un chariot chargé quand la pompe est en panne ou quand le chariot est arrêté!" Cela s'explique par le fait que l'énergie nécessaire au braquage de charrio est fourni dans le premier cas par la pompe donc, par le moteur à combustion interne tandis que dans le second cas s'est au conducteur qu'il doit fournir tout seul cette énergie.



Reservoir hydraulique.

La pompe à main.





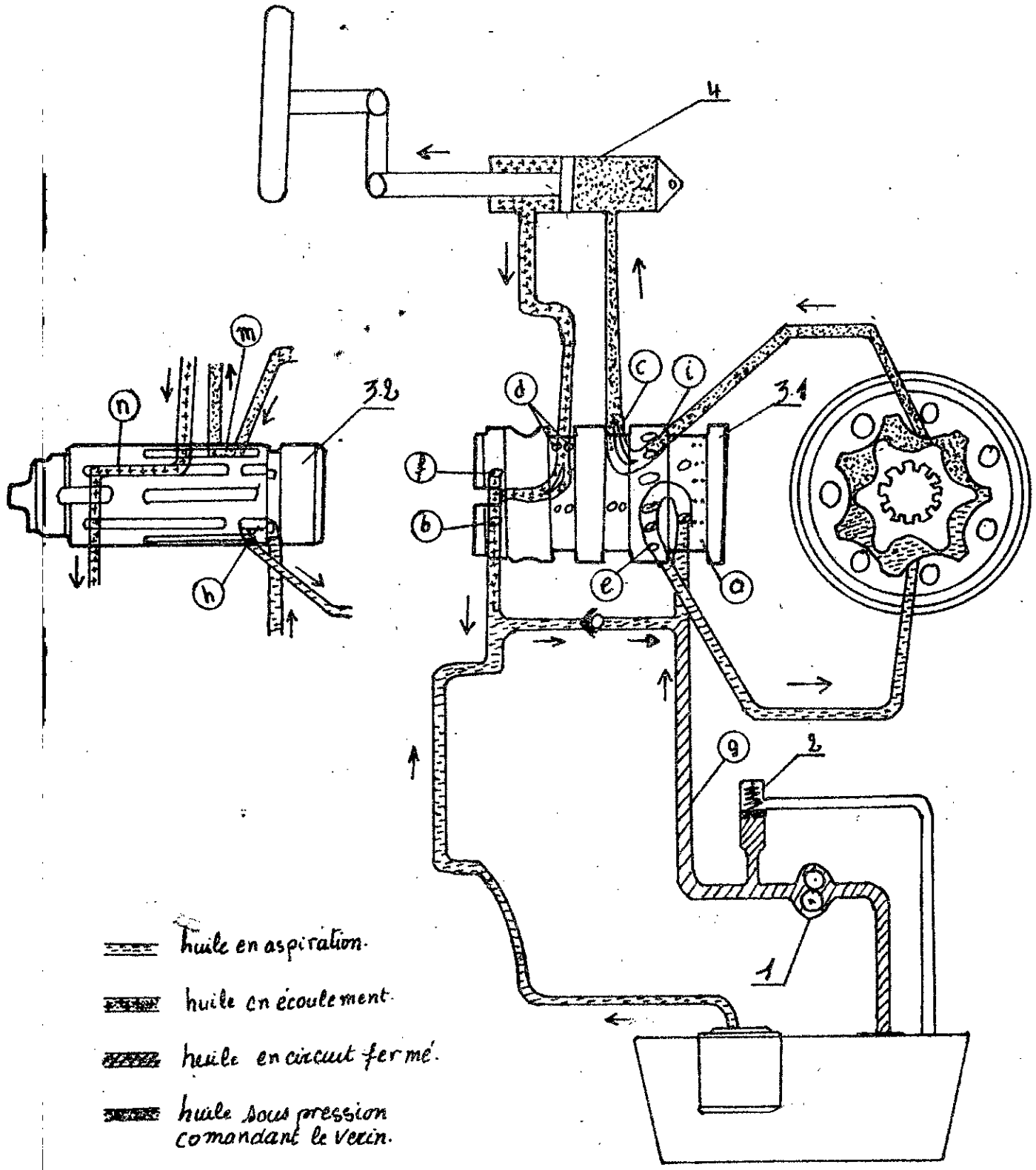
-  huile sous pression commandant le Verin.
-  huile en écoulement.
-  huile en aspiration.
-  huile en circuit fermé.

Fig 2.9.







-  huile en aspiration.
-  huile en écoulement.
-  huile en circuit fermé.
-  huile sous pression commandant le verin.

fig. 2.10,

La mesure de cette augmentation de la force nécessaire pour faire tourner un chariot, dont la direction hydraulique, quand la pression de refoulement de l'huile diminue, est un des buts auxquels on veut aboutir avec la réalisation de notre système.

## CHAPITRE III. CONCEPTION DU SYSTEME A REALISER :

### III.1. Première conception : en utilisant des poids pour charger le vérin.

Comme il a été annoncé auparavant le but à atteindre de ce travail est l'adaptation d'un servo-direction à des manipulations technologiques qui permettront de montrer l'utilité de la commande hydraulique et ses avantages par rapport aux autres commandes, (mécaniques, pneumatiques etc...).

Les organes existant pour faire cette modification sont : le distributeur et le vérin d'un servo-direction ainsi qu'un banc d'essai qu'on peut utiliser pour l'alimentation en fluide sous pression réglable.

Pour une première approximation, on considère le schéma de la fig. 3.1. En manoeuvrant le bouton molleté situé sur la face supérieure de la soupape de sécurité du banc d'essai, on obtient la pression d'alimentation voulue sur une plage de 3,5 à 105 bars.

La rotation de l'axe 1, à droite par exemple, à l'aide des masses qu'on place sur la poulie 2 provoque celle du tiroir 3.2 (fig.2.1) qui lui est relié par cannelure. Après presque 2° de rotation, les voies d'alimentation du vérin commencent à s'ouvrir, le manchon 3.1 commence en même temps à être entraîné par la pompe à main.

L'huile venant de l'alimentation arrive à travers la conduite X, au tiroir, de la et à travers la rainure h (fig. 2.1) puis l'orifice du manchon, elle est envoyée à la pompe à main que le manchon fait tourner grâce à la tige de guidage. Le circuit continu ainsi son trajet exactement comme dans le paragraphe 2.3.2., pour arriver à travers la conduite y au vérin 3. La quantité d'huile qui arrive au vérin, et par conséquent le déplacement du piston du vérin, est proportionnelle au nombre de tours de la pompe à main.

L'huile qui s'écoule du vérin passe par la conduite z et à travers le distributeur, il revient au réservoir du banc d'essai par la conduite t.

On obtient dans ces conditions un modèle semblable à celui d'un servo-direction pour les véhicules avec les avantages suivantes :

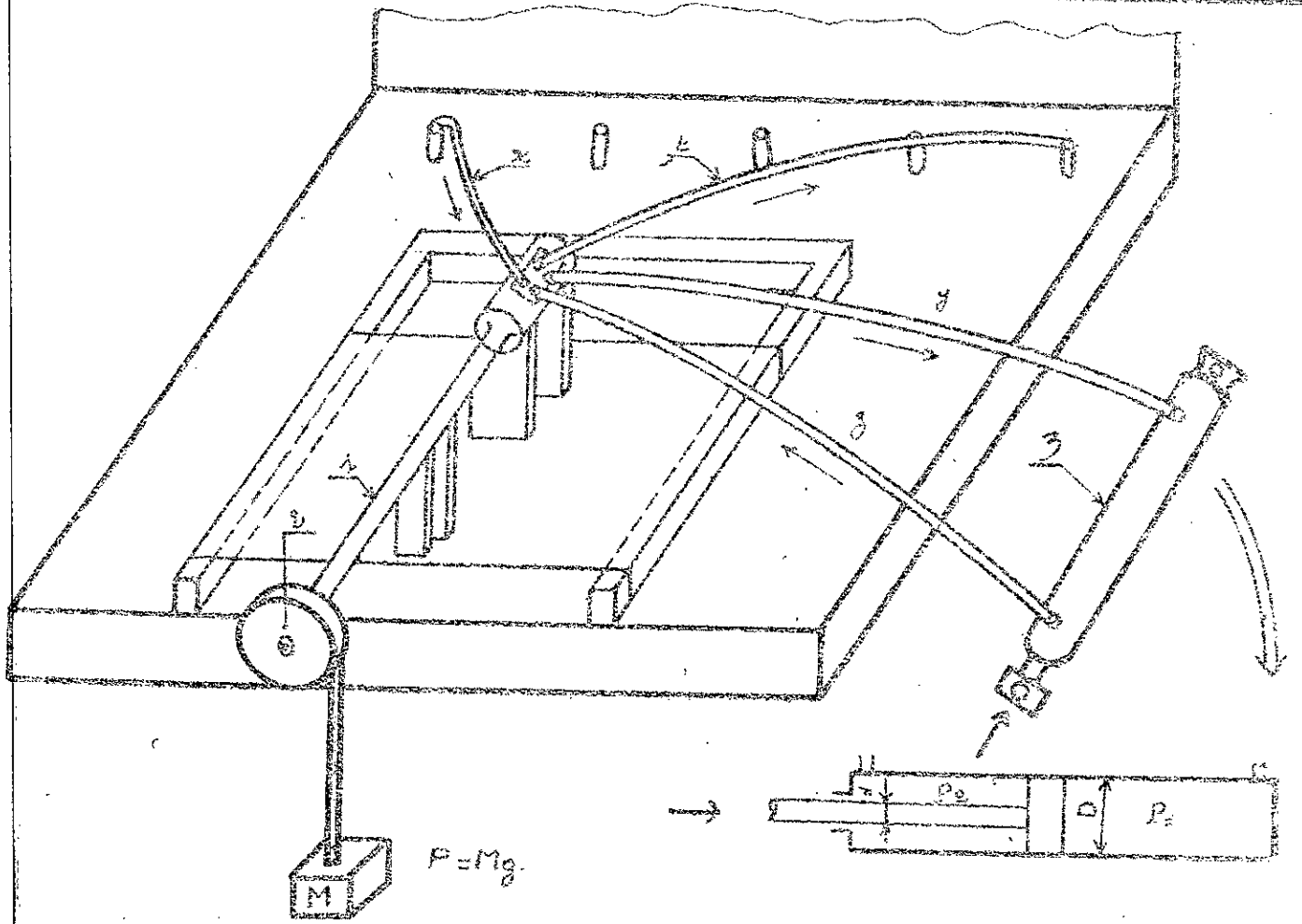


Fig. 3.1.a.

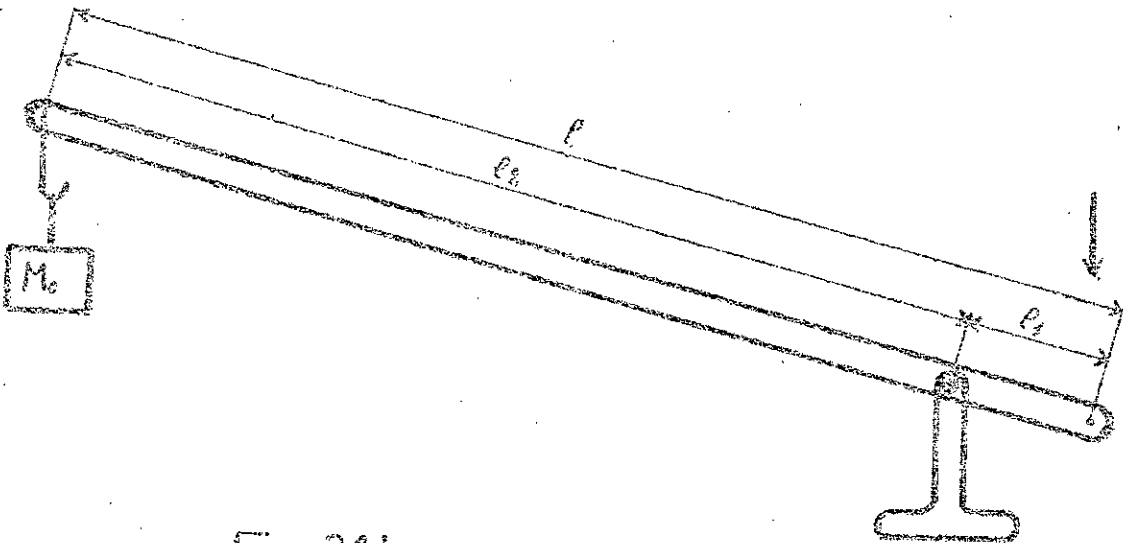


Fig: 3.1.b.



- la pression d'alimentation variable;
- la force nécessaire à appliquer sur la poulie 2 pour faire déplacer le piston du vérin est mesurable;
- la poussée  $F$  du piston est à priori, mesurable aussi.

Critique :

- Pour une pression d'alimentation maximale, qu'elle peut être la valeur de la charge  $F$  du vérin? Peut-on ainsi réaliser un système convenable aux manipulations technologiques et aux conditions de travail de notre atelier, permettant de mesurer cette force?

Pour répondre à ces deux questions, considérons maintenant les caractéristiques principales d'une telle servo-commande hydraulique-  
Etablissons les formules qui permettent de calculer l'effort crée par la tige active du verin.

La pression d'alimentation, indiquée par le monometre situé à la sortie du régulateur de debit est employée à surmonter l'effort F qui agit le long de la tige ainsi que les résistances hydrauliques c'est à dire :

$$P_o = D P_c + \sum D_p \quad (1)$$

ou

$$P_o = P_{ent} - P_s = \text{différence des pressions d'alimentation et de retour au reservoir.}$$

$$D P_c = P_1 - P_2 \quad (2)$$

= La chute de pression dans le cylindre.

$\sum D_p$  = perte totale de pression le long du chemin parcouru par le liquide à partie de la sortie jusqu'à l'entrée au reservoir.

Vue la longueur des tyaux par ruppport aux pressions de travail on admet que les pertes ont lieu principalement au niveau des lumiere du tiroir et que ces perte sont proportionnelles au carré de la vitèsse d'écoulement au liquide, alors on peut écrire:

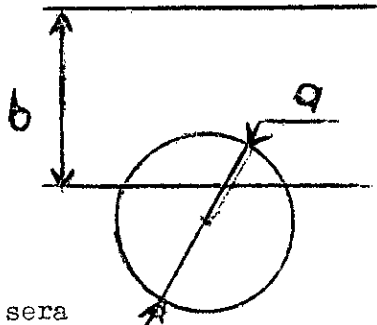
$$\sum D_p = 4 \frac{k v^2 l}{2} \quad (3)$$

4 : provient du fait qu'on a :  
- 2 orifices sur le manchon pour l'arrivée manchon-tiroir  
et 2 orifices pour le retour tiroir-manchon.

- l : La masse volumique du liquide
- v :: la vitèsse d'écoulement du liquide à travers la lumiere:
- k : Coéfficient de perte de charge locale d'une des lumières.

Etant donné que la forme des lumières est fonction de la position du tiroir par ruppport au manchon. Les orifices de ce dernier ont une une forme circulaire de diametre constante a. Les fentes du tiroir sont rectangulaires de largueurs un peut plus grand que a (voir fig.3.2)

b > a



La forme de la lumière sera celui de la section hachurée ci-contre.

Fig.3.2

Dans ces conditions on peut écrire l'équation de continuité sans la forme :  $Q = V.S = 2 v s \Rightarrow v = \frac{Q}{2s}$  (4)

- où : V : la vitesse du piston.
- s : la section de la lumière
- S : la section du piston.
- v : la vitesse d'écoulement.

L'expression 4 dans 3 donne :

$$\sum D_P = 4 \cdot k \frac{Q^2}{4s^2} \cdot \frac{Q}{2} = \frac{Q k l}{2 s^2} \quad (5)$$

$$(5) \text{ dans } 1 = P_o = DP_c + \frac{Q}{2 s^2} \quad (6)$$

$$(6) \Rightarrow DP_c = P_o - \frac{Q}{2s^2}$$

$$P_1 - P_2 = P_o - k \frac{Q^2 l}{2s^2} \Rightarrow P_1 = P_2 + P_o - k \frac{Q^2 l}{2 s^2}$$

La pression  $P_2$  dans la chambre 2 du cylindre est égale à la pression de sortie du distributeur augmentée de la chute de pression au niveau de l'ensemble de l'ensemble manchon-tiroir

$$P_2 = P_{\text{sort}} + 2 \cdot k \frac{v^2 l}{2} = P_{\text{sort}} + k \cdot \frac{v^2 l}{1}$$

de l'expression 4.

$$P_2 = P_{\text{sort}} + k \cdot \frac{Q^2 l}{4 s^2} \quad (7)$$

$$\Rightarrow P_1 = P_{\text{sort}} + k \frac{Q^2 l}{4 s^2} + P_{\text{ent}} - P_{\text{sort}} - \frac{Q^2 k l}{2 s^2}$$

Calculons maintenant la force F.

$$P_1 = P_{\text{ent}} - k \cdot \frac{Q^2 l}{4 s^2}$$

De l'équation d'équilibre du piston on peut écrire :

$$\begin{aligned}
 P_1 \frac{\pi}{4} D^2 &= F + P_2 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \\
 \Rightarrow F &= \frac{\pi}{4} D^2 (P_1 - P_2) + P_2 \frac{\pi}{4} d^2 \quad (7') \\
 &= \frac{\pi}{4} D^2 \left( P_{ent} - k \cdot \frac{Q^2 l}{4 s^2} - P_{sort} - k \frac{Q^2 l}{4 s^2} \right) \\
 &\quad + \left( P_{sort} + k \cdot \frac{Q^2 l}{4 s^2} \right) \frac{\pi}{4} d^2 \\
 F &= \frac{\pi}{4} \left( D^2 \left( P_{ent} - P_{sort} - k \frac{Q^2 l}{4 s^2} \right) + \left( P_{sort} + k \cdot \frac{Q^2 l}{4 s^2} \right) d^2 \right)
 \end{aligned}$$

$$F = \frac{\pi}{4} \left( D^2 P_{ent} - \left( P_{sort} + k \frac{Q^2 l}{4 s^2} \right) (D^2 - d^2) \right) \quad (8)$$

La plus grande valeur de F correspond à :

$$F_{man} = \frac{\pi}{4} \left( D^2 P_{ent} - \left( P_{sort} + k \frac{Q_{min}^2 l}{4 s_{man}^2} \right) (D^2 - d^2) \right)$$

où on a :

- $P_{ent} = 35 \text{ bars} = 35 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$
- $P_{sort} = 0$
- $k = 1,5$  le cas le plus défavorable
- $D = 57,5 \text{ mm}$
- $d = 27,5 \text{ mm.}$
- $s_{man} = \frac{\pi a^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4}{4} = \pi$

} mesurées sur le verin.

où a = diamètre de l'orifice se trouvant sur le manchon.

$$\begin{aligned}
 Q &= 0 \\
 l &= 900 \text{ kg/m}^3 \\
 F &= 9078,8929 \approx 9079 \text{ N} \approx \underline{\underline{907,9 \text{ kg}}}
 \end{aligned}$$

Pour une pression de 35 bars et 1 debit minimum on a une  
 poussée sur la tête du verin de 907,9 kg f.  
 Le seule moyen, disponible à notre atelier pour la mesurer est de realiser  
 un système à levier shematisé à la fig 3.1.

Calculons la longueur . . .  
 Soit P = 200 N ( 20 kg f ) une force imposée par les  
 conditions de travail.

de l'équation d'équilibre du système on a.

$$P ( l - l_1 ) = F \cdot l_1$$

$$\Rightarrow l = \left( \frac{F + P}{P} \right) l_1$$

$$= \frac{907,9 + 20}{20} l_1 = 46,39 l_1$$

Quelque soit la conception du support qui on peut prévoir l,  
 doit au moin égal à 400 mm = 0,4 m d'ou l = 46,39.0,4 = 18,55 m !  
 Impossible à realiser.

Avec cette valeur de l on conclut que dans les conditions de  
 fonctionnement de notre système l'effort F du verin sera incontrolable  
 et par conséquent ce modele est à modifier.

3.2 2° Conception : La charge du verin se fait par la pression  
 du fluide en retour.

Reprenons maintenant la formule 7 donnant l'effort F de  
 la tige en fonction des pressions P<sub>1</sub> et P<sub>2</sub> respectivement dans les deux  
 chambres 1 et 2 du verin.

$$F = \frac{\pi}{4} D ( P_1 - P_2 ) + P_2 \frac{\pi}{4} d^2$$

Des mesures faites sur le verin on avait trouvé :

$$\left. \begin{array}{l} D = 57,5 \text{ mm} \\ d = 27,5 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow d = \frac{11}{23} D$$

$$\Rightarrow F = \frac{\pi}{4} D^2 ( P_1 - P_2 ) + P_2 \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{11}{23} \right)^2 D^2$$

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \left( P_1 - \frac{408}{529} P_2 \right) \quad (9.)$$

Résoudre le problème qu'on vient de rencontrer au paragraphe  
 précédent revient à augmenter la pression P<sub>2</sub> de la chambre 2 du verin

puisque c'est le seul parametre qu'on peut faire varier.  
 Pour faire cela il suffit de placer un organe sur la conduite amenant l'huile du verin au reservoir du banc et qui maintient la pression de l'huile en retour à une valeur mesurable d'une part et que l'on peut faire varier sur une plage assez large.

Ce sont les deux régulateurs de pressions A et B du banc qui conviennent. Il reste à savoir comment et où doit-on le brancher; avant ou après le distributeur ?

Si on les place après le distributeur cela exige que ce dernier soit apte à assurer l'étanchéité de l'huile sous haute pression au cours des deux trajet : ceux de l'alimentation et du refoulement.

Ce pendant la conception des servo-direction des vehicules n'exige pas que l'huile en retour du verin soit sous haute pression d'une part et que l'étude qui on a pu faire sur la construction du distributeur ne suffit pas pour nous garantir l'étanchéité de l'huile en retour vers le reservoir s'il est sous, haute pression d'autre part. Pour cela on se trouve obliger de mettre les deux régulateur de pression avant le distributeur.

Le shéma de la fig.3.3 donne la nouvelle conception du système après modification. Une conception basée sur le fait que la modification du circuit du banc soit le minimum possible.

Fonctionnement :

Le système de commandé du distributeur reste toujours le même : une poulie, commandée par des masses, placée au bout d'une tige 2 qui engrenne de l'autre coté avec le tiroir par cannelures.

Si pour une pression d'alimentation  $P_{eut.1}$ , on fait tourner le tiroir, à droite par exemple, l'huile passe de l'alimentation à travers le distributeur vers la conduite . De là il passe directement vers la chambre 1 du verin, à travers la conduite g. puisque les deux régulateur de pression A et B ne laissent passer l'huile que dans un seul sens.

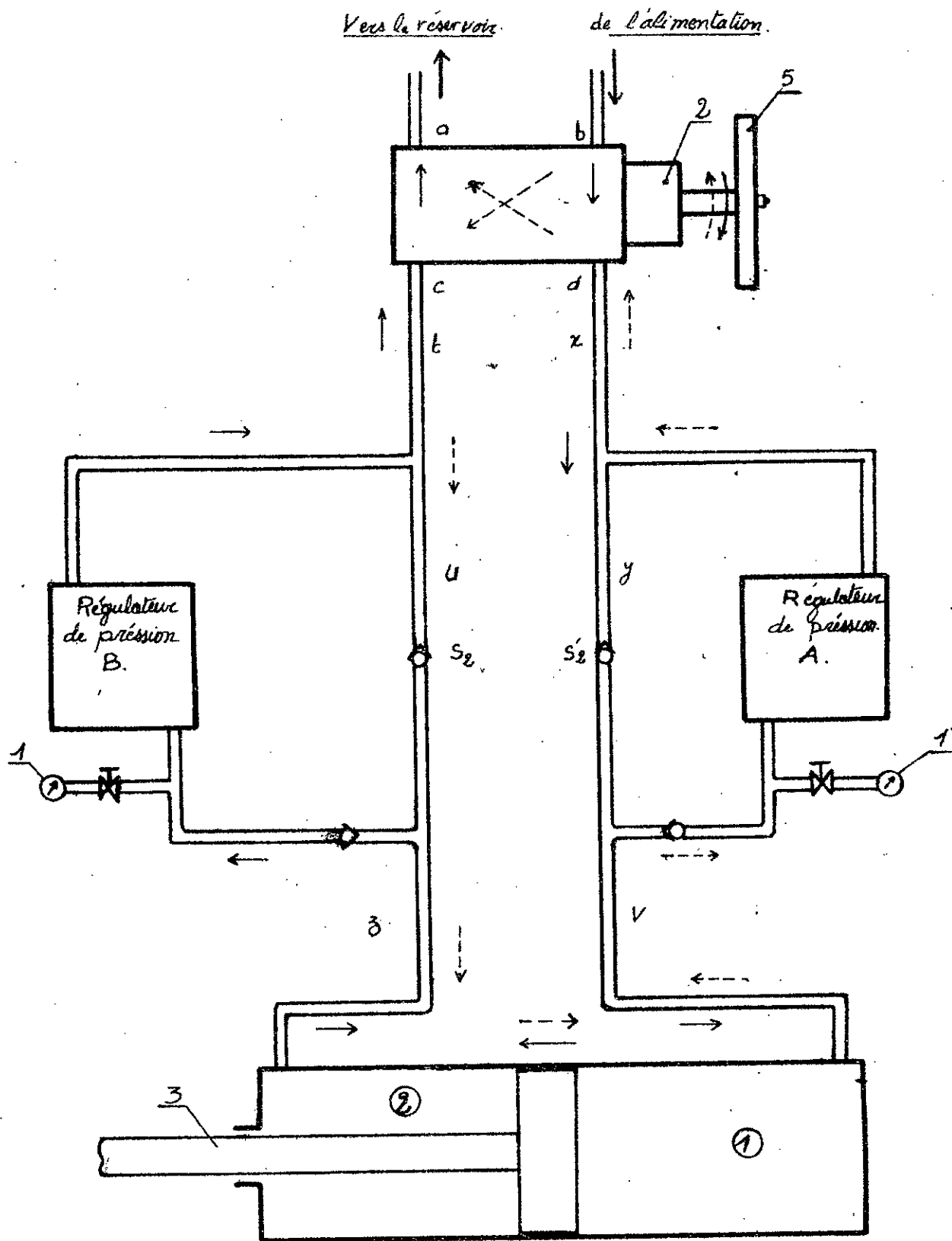


Fig.33.

Pour rendre l'effort F de la tige 3 du verin mesurable dans les conditions citées ci-dessus, on devrait, avant de procéder à l'ouverture des voies de l'huile vers la chambre 1, préregler la pression dans la chambre 2 à une valeur un peu inférieure à  $P_1$ . En tournant encore la tige 2, la quantité de l'huile passant à la chambre 1 augmenté et provoque par conséquent le déplacement du piston qui, à son tour, évacue l'huile pour revenir, à travers la soupape de non-retour  $S_1$ , le régulateur de pression B puis le distributeur, vers le réservoir la soupape de non-retour  $S_2$  empêche l'huile de passer par la conduite U

Remarque :

Les régulateurs de pression A et B sont conçus de telle manière qu'ils ne laissent passer l'huile que dans un seul sens. Cependant les deux soupapes  $S_1$  et  $S_1'$  sont placées pour empêcher le passage d'une certaine fuite encore permise dans l'autre sens à travers ces régulateurs.

Le même phénomène se passe si on fait tourner le tiroir à gauche. Le schéma de la fig 3.3 avec ses flèches indique la circulation de l'huile dans les deux sens ainsi que les déplacements du piston qui en résultent.

Critique :

\* La conception de ce circuit occupe tout le banc d'essai, or on préfère aboutir aux résultats désirés en gardant ce banc encore disponible, le maximum possible, à effectuer d'autres expériences sur les appareillages étudiés en technologie de construction.

\*\* Vu les moyens existant dans notre atelier et vu la limitation du temps au cours duquel ce projet devrait être achevé, il serait impossible de réaliser les quatre soupapes de non-retour que nécessite une telle conception.

\*\*\* Les régulateurs de pression sont des organes passifs; ils ne travaillent qu'à l'écoulement et ils n'assurent la pression pré réglée à condition que cela serait inférieure ou égale à la pression de leur alimentation. En d'autre terme ces régulateurs peuvent maintenir la pression d'écoulement en amont ou la diminuer en jouant sur la variation de la section de passage. Ce qui n'est pas le cas dans notre conception



### 3.3. Conception admise.

#### 3.3.1. Description du systeme.

Pour dégager le maximum possible le banc hydraulique on fait travailler le verin sur un seul sens puis on considere les caracteristiques d'un tel servocommande ainsi réalisé

Du point de vu conception cela revient à brancher une des deux orifices c ou d ( soit c par exemple ) du distributeur sur le verin.

En ce qui concerne le bon fonctionnement des régulateur de pression il faut noter qu'ils sont conçus de façon à être installés sur des circuits aussi complexes que le notre : Ils ont deux orifices d'entrée et une de sortie. Si on relie la conduite d'alimentation du distributeur au deuxième orifice (e) du régulateur de pression A par exemple, en manoeuvrant la manette située sur sa partie supérieure on peut avoir toute une plage de pression comprise entre 0 et la pression d'alimentation qui servira pour charger le verin. la 3.4. (fig. 3.4) une page , donne un schéma de cette nouvelle conception.

Le systeme de commande du distributeur reste toujours une polie placée sur le bout de latige 2 que engrenne de l'autre coté avec le tiroir. Pour une pression d'alimentation  $P_{ent1}$  indiquée sur le manometre 3, on charge le verin par une pression  $P_1$  inferieur à  $P_{ent1}$ , en jouant sur le bouton molleté situé sur le régulateur de pression A.

La rotation de l'axe 2, à gauche à l'aide des masses placées sur la poulie 5 provoque celle du tiroir 3.2. (fig .2.1) Après presque 2 degré de rotation les voies d'alimentation du verin commencent à s'ouvrir le manchon 3.1 ( voir fig 2.1 ) commence en même temps à être entraîné par la pompe à main. L'huile sous pression arrive à travers la conduite t. au verin et provoque le déplacement du piston vers la droite. Ce qui évacue par conséquent l'huile existant dans la chambre 1 pour en revenir, à travers la conduite z, le régulateur de pression A et le distributeur, au reservoir d'alimentation.

Le même phénomène se poursuit comme pour les deux paragraphes précédents: à un sens de rotation de la tige 2 correspond un sens de déplacement du piston 4 du verin.

\* cas où la pression d'alimentation est importante.

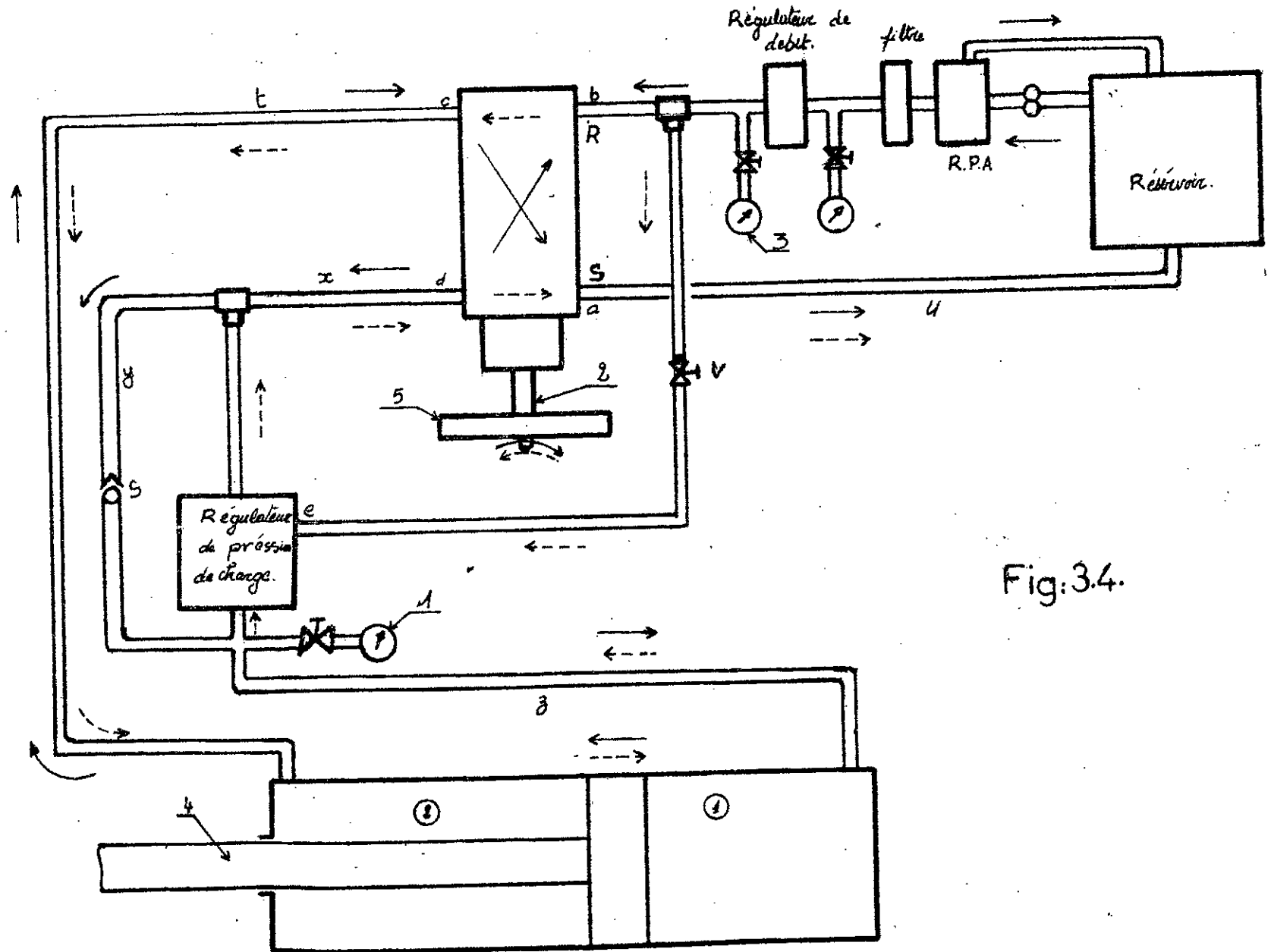


Fig:3.4.

La pression d'alimentation, indiquée par le manometre 3 est employer a surmonter les resistances hydrauliques.

$$P_0 = D P_c + \sum DP_c + P_1$$

où  $P_0 = P_{ent} - P_{sort}$  = la difference de pression d'alimentation et de retour au reservoir

$DP_c = P_2 - P_1$  = La chute de pression dans le cylindre.

$\sum DP$  = la somme des pertes de charge totale le long du chemin parcouru par le liquide à partir de la sortie jusqu'à l'entrée au reservoir.

$P_{sort} = 0$ . puisque la sortie du distributeur est directement connectée au reservoir qui est sous la pression atmospherique.

$P_1$  : La pression lue sur le manometre 1.

En admettant que les pertes de pression on lieu exclusivement au niveau des lumieres du tiroir et en suivant le même raisonnement que pour le Paragraphe 3.1. on obtient :

$$\sum DP = k \frac{Q^2 l}{2 s^2}$$

$$d'où P_0 = DP_c + k \frac{Q^2 l}{2 s^2} \quad ( 10 )$$

$$P_{ent} - P_{sort} = P_2 - P_1 + k \frac{Q^2 l}{2 s^2} + P_1$$

$$P_2 = P_{ent} - P_{sort} + P_1 - k \frac{Q^2 l}{2 s^2} + P_1 \quad ( 11' )$$

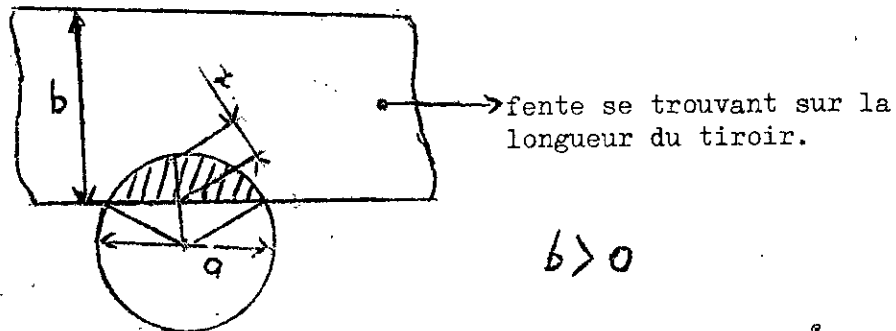
$$P_2 = P_{ent} + k \frac{Q^2 l}{2 s^2} \quad ( 11 )$$

Connaissons la durée de déplacement du piston pour une course donnée, à l'aide d'un chronometre par exemple, et de l'équation de continuité  $Q = V S$ , on détermine le debit d'huile passant au verin.

### 3.3.2. Determination des caracteristiques du systeme.

Pour déterminer les pertes de charge, il reste maintenant à déterminer la section de passage d'huile  $s$  qui est fonction de la position du tiroir par rapport au manchon.

Pour faire cela on reprend la fig 3.2.



La section de la lumière est fonction de  $x$  : plus  $x$  augmente plus la section de passage augmente.

Quand  $x = a$ ,  $s$  sera maximale ; c'est-à-dire :

$$s = \pi \frac{a^2}{4}$$

Pour déterminer la section de passage  $s$  correspondant à une force appliquée sur la poulie 5 ( fig.3.4.), on fait la construction géométrique ci-contre qui permet d'écrire :

$$s = \frac{\pi a}{4} \frac{\alpha}{2\pi} - \left( \frac{\frac{a}{2} - x}{2} \right)^2 \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right)$$

$$s = \frac{\alpha a^2}{8} - \left( \frac{\frac{a}{2} - x}{2} \right)^2 \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right) \quad (12)$$

d'autre part on a du théorème de Pèthagore :

$$\left( \frac{a}{2} \right)^2 = \left( \frac{\frac{a}{2} - x}{2} \right)^2 + \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\alpha}{2} \right) \cdot \left( \frac{\frac{a}{2} - x}{2} \right)^2$$

$$\left( \frac{a}{2} - \frac{\frac{a}{2} - x}{2} + x \right) \left( \frac{\frac{a}{2} + \frac{\frac{a}{2} - x}{2}}{2} - x \right) = \left( \frac{\frac{a}{2} - x}{2} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\alpha}{2} \right)$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{a-2x} \quad (13)$$

Cette équation a deux solutions suivant que  $\frac{\alpha}{2}$  est supérieure ou inférieure à  $\frac{\pi}{2}$ .

$$* \text{ Si } \frac{\alpha}{2} < \frac{\pi}{2} \Leftrightarrow \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)} > 0 \Rightarrow x < \frac{a}{2}$$

$$\frac{\alpha}{2} = \operatorname{arctg} \left( \frac{2\sqrt{x(a-x)}}{(a-2x)} \right) \quad (14)$$

\*\* Si  $\frac{\alpha}{2} > \frac{\pi}{8} \Rightarrow x > \frac{a}{2} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \pi + \text{arctg}\left(\frac{2\sqrt{x(a-x)}}{a-2x}\right)$  14'

D'où les expressions de s pour ces deux valeurs de  $\frac{\alpha}{2}$

\* Si  $x < \frac{a}{2}$   

$$s = \frac{a^2}{4} \text{arctg}\left(\frac{2\sqrt{x(a-x)}}{a-2x}\right) - \frac{(a-2x)}{2}\sqrt{x(a-x)} \quad (15')$$

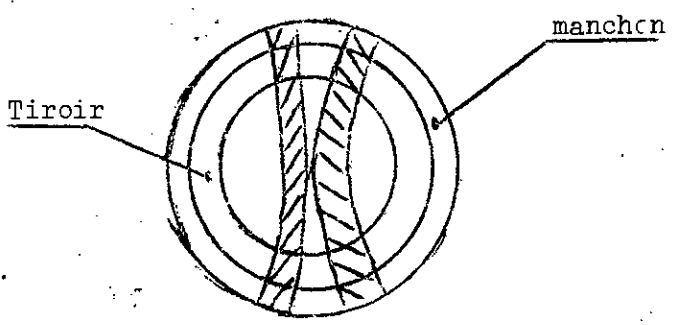
\*\* Si  $x > \frac{a}{2}$   

$$s = \frac{a^2}{4} (\pi + \text{arctg}\left(\frac{2\sqrt{x(a-x)}}{a-2x}\right)) - \frac{(a-2x)}{2}\sqrt{x(a-x)} \quad (15)$$

\*\*\* Si  $x = \frac{a}{2}$   

$$s = \frac{a^2}{4} \frac{\pi}{2} = \frac{\pi a^2}{8} \quad (15'')$$

soit la fig. Ci-contre de l'ensemble tiroir-manchon.



Le couple résistant  $C_r$  à la rotation de la tige commandant le distributeur est dûe :

- aux frottement
- a l'effort du ressort de guidage qui tend

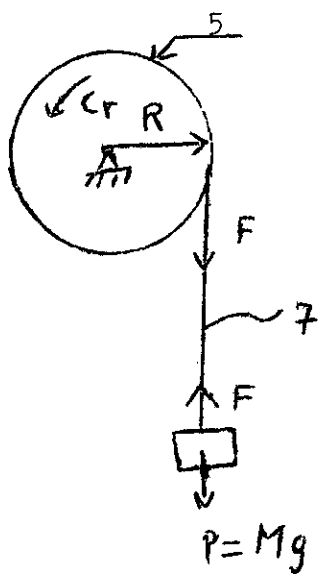
toujours à maintenir le tiroir par rapport au manchon dans la position neutre.

Si on néglige les frottements existant entre les différents pièces du distributeur ainsi que son système de commande et on suppose que l'effet du ressort est proportionel à l'angle de rotation (l'angle qui fera le tiroir par rapport au manchon), le couple résistant  $C_r$  sera :

$C_r = K\alpha_0 \quad (16)$

où K : est un coefficient de proportionnalité.

soit F la force agissant sur la poulie F quand on suspend une masse M à la corde 7. ( fig 3.5.)



L'équation d'équilibre statique donne :

$$FR - Cr = 0 \quad \text{où : } R \text{ est le rayon de la poulie.}$$

$$Cr = FR \quad ( 17 )$$

La combinaison de 16 et 17 donne :

$$\alpha_0 = \frac{FR}{K} \quad (18)$$

Soit r : le rayon de contact entre le tiroir et le manchon

Pour une rotation du tiroir d'un angle  $\alpha_0$  petit le ressort sera comprimé de  $x'$  tel que  $x'$  est le trajet d'un point situé sur le cercle de rayon r (déjà défini) de valeur.

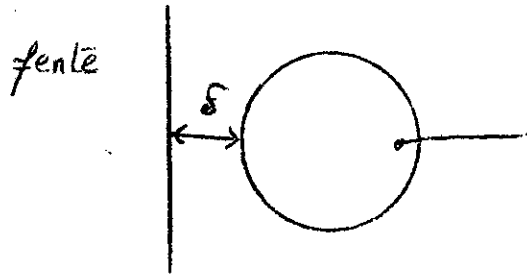
$$x' = r \alpha_0.$$

La position des fentes du tiroir et celle des orifices du manchon ainsi que la définition qu'on avait donnée sur la fig.3.2 à la variable x, nous permettent d'assimiler x à  $x'$  à 2° près : c'est-à-dire.

$$x = r \alpha_0 - \frac{2\pi r}{180} \quad (19)$$

$\frac{2\pi}{180} = \frac{\pi}{90}$  (rd) provient du fait que le jeu existant entre la fente et l'orifice du manchon est égal à tel que

$$\delta = \frac{2\pi r}{180} = \frac{\pi r}{90}$$



On remplace x par sa valeur dans les expressions de s.

\* Si  $x = r \left( \alpha_0 - \frac{\pi}{90} \right) < \frac{a}{2} \Rightarrow \alpha_0 < \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90}$

$$s = \frac{a^2}{4} \arctg \left( \frac{2\sqrt{r \left( \alpha_0 - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - r\alpha_0 + \frac{\pi r}{90} \right)}}{a - 2r\alpha_0 + \frac{2\pi r}{90}} \right) \left( \frac{a - 2r\alpha_0 - \frac{2\pi r}{90}}{2} \right) \quad (20)$$

$$r \sqrt{\left( \alpha_0 - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - r\alpha_0 + \frac{\pi r}{90} \right)}$$

\*\* Si  $\alpha_0 = \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90} : s = \frac{\pi a^2}{8} \quad (20)$

\*\*\* Si  $\alpha_0 > \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90}$

$$s = \frac{a^2}{4} \left( \pi + \arctg \left( \frac{2\sqrt{r \left( \alpha_0 - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - r\alpha_0 + \frac{\pi r}{90} \right)}}{a - 2r\alpha_0 + \frac{2\pi r}{90}} \right) \right) \quad (20'')$$

$$\frac{\left( a - 2r\alpha_0 + \frac{2\pi r}{90} \right)}{2} \sqrt{r \left( \alpha_0 - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - r\alpha_0 + \frac{\pi r}{90} \right)}$$

A.N  
 a = 2 mm  
 r = 16 mm.

\* Si  $\alpha_0 < \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90} \Rightarrow \frac{1}{16} + \frac{\pi}{90} \Rightarrow \alpha_0 < 5,58^\circ$

$$s = \arctg \frac{\sqrt{16(\alpha_0 - \frac{\pi}{90})(2 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90})}}{1 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90}}$$

$$- (1 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90}) \sqrt{16(\alpha_0 - \frac{\pi}{90})(2 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90})} \quad (20) \text{ bis}$$

\*\* Si  $\alpha_0 = 5,58^\circ \quad s = \frac{4\pi}{8} = \frac{\pi}{2} = 1,5708 \text{ mm}^2 \quad (20) \text{ bis}$

\*\*\* Si  $\alpha_0 > 5,58^\circ$  et  $\alpha_0 < 6^\circ$

$$s = \pi + \arctg \left( \frac{\sqrt{16(\alpha_0 - \frac{\pi}{90})(2 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90})}}{1 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90}} \right)$$

$$- (1 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90}) \sqrt{16(\alpha_0 - \frac{\pi}{90})(2 - 16\alpha_0 + \frac{16\pi}{90})} \quad (20) \text{ bis}$$

Suivant ces fonctions on calcule le tableau de valeur de s en fonction de  $\alpha_0$  pour  $0 < \alpha_0 < 6^\circ$

La combinaison de 18 avec respectivement 20 et 20' donne :

(18) et (20) = \* Si  $\alpha_0 < \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90} \Rightarrow F < \frac{K}{R} (\frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90})$

alors:

$$s = \frac{a}{4} \arctg \left[ \frac{\sqrt{r \left( \frac{FR}{K} - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - \frac{FRr}{K} + \frac{\pi r}{90} \right)}}{\left( a - 2r \frac{FR}{K} + \frac{2\pi r}{90} \right)} \right] \quad (21)$$

$$- \left( a - 2 \frac{FRr}{K} + \frac{2\pi r}{90} \right) \sqrt{r \left( \frac{FR}{K} - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - \frac{FRr}{K} + \frac{\pi r}{90} \right)} \quad (21)$$

(18) et (20')

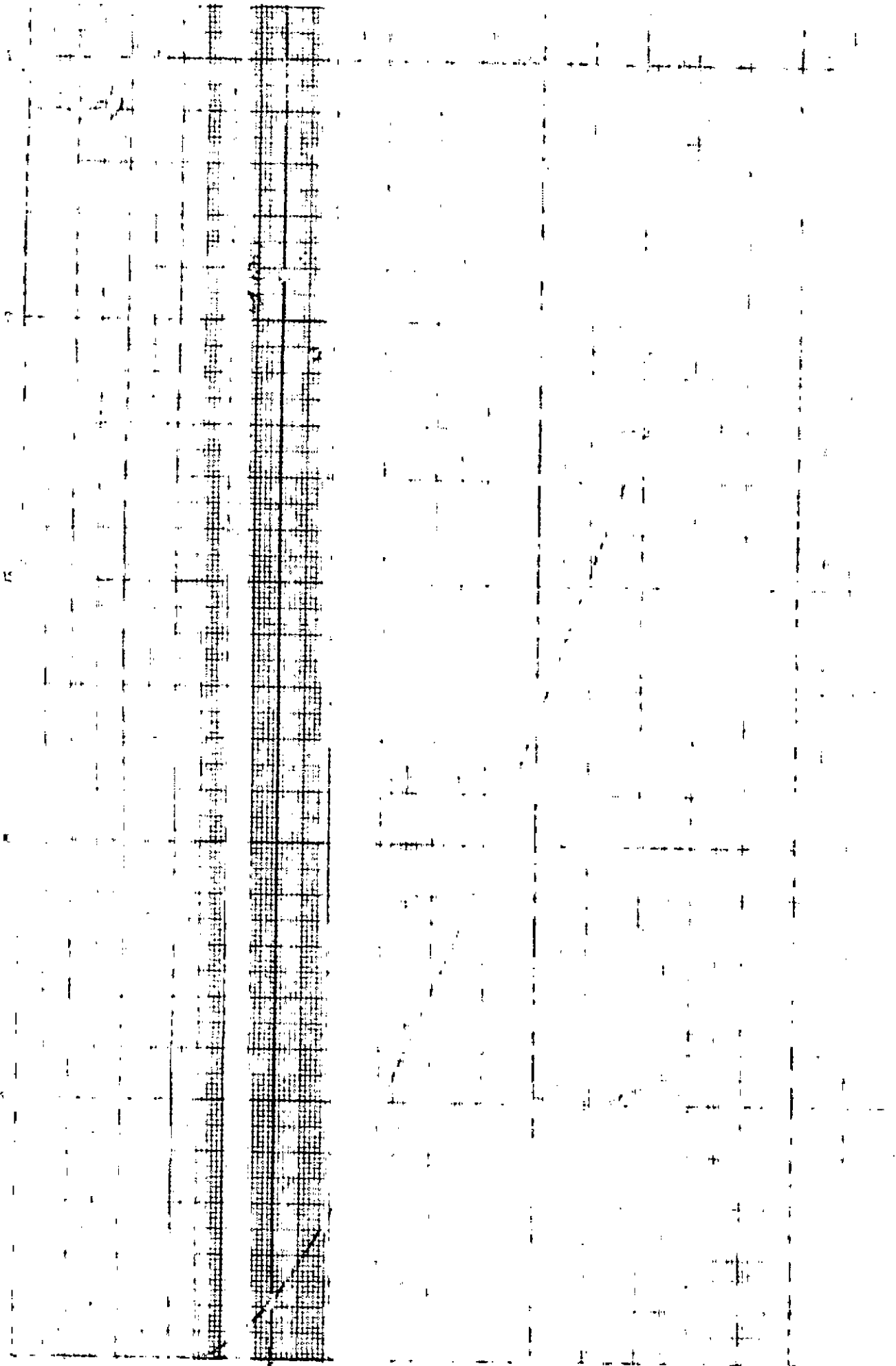
\*\* Si  $F > \frac{K}{R} \left( \frac{a}{2r} + \frac{\pi}{90} \right)$



$d_0$	0	1	2	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	5,58	6,0
$A$ (mm)	0	0	0	0,0963	0,2663	0,4778	0,7174	0,9623	1,2477	1,5256	1,5708	1,8043

T A B L E A U - I -

VOIR GRAPHE PAGE SUIVANTE:



Alors :

$$s = \frac{a^2}{4} \left( \pi + \arctg \left( \frac{2\sqrt{r \left( \frac{FR}{K} - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - \frac{FRr}{K} + \frac{\pi r}{90} \right)}}{\left( a - 2r \frac{FR}{K} + \frac{2\pi r}{90} \right)} \right) \right) \quad (21'')$$

$$- \left( \frac{a - 2 \frac{FRr}{K} + \frac{2\pi r}{90}}{2} \right) \sqrt{r \left( \frac{FR}{K} - \frac{\pi}{90} \right) \left( a - \frac{FRr}{K} + \frac{\pi r}{90} \right)}$$

Dans les formules ( 21' ) et ( 21'' ) les parametres R,r,a et K sont des caractéristiques du systeme. La seule variable est F. D'où on arrive à exprimer s, la section de passage, en fonction de la force F appliquée sur la corde 7 ( fig .3.5 )

$$S = f( F ).$$

3.3.3. Expression de la vitesse du piston.

Soit V : la vitesse du piston.

v : la vitesse du fluide au niveau de la section de passage s dans le distributeur.

S<sub>1</sub> : section du piston du côté de la chambre 1

S<sub>2</sub> : section du piston du côté de la chambre 2.

Revenons à la fig .3.4 et écrivons l'équation statique du piston : à un moment donné, en négligeant les frottements, le piston n'est soumis qu'aux efforts F<sub>1</sub> et F<sub>2</sub> résultant des pressions P<sub>1</sub> et P<sub>2</sub> donc :

$$F_1 = F_2.$$

$$P_1 S_1 = P_2 S_2 \Rightarrow P_2 = \frac{P_1 S_1}{S_2} \quad ( 22 )$$

De l'équation de continuité

$$Q = V S_2 \quad ( 23 )$$

La combinaison des équations (11), (22) et ( 23 ) nous donne.

$$P_{ent} = k \frac{V^2 S_2^2}{2g^2} = P_1 \frac{S_1}{S_2}$$

$$\Rightarrow V^2 = \frac{2}{k S_2^2} \left( P_{ent} - P_1 \frac{S_1}{S_2} \right) S_2^2$$

$$v = \sqrt{\frac{2}{kl \left( \frac{D^2 - d^2}{4} \right) \pi^2} \cdot \left( P_{ent} - P_1 \cdot \frac{D^2}{D^2 - d^2} \right)^{1/2} \cdot \Delta}$$

A.N.

k = coef de perte de charge = 1,5

l = 900 kg / m<sup>3</sup>

D = 57,5 . 10<sup>3</sup> m

d = 27,5 . 10<sup>3</sup> m.

P<sub>ent</sub> : P<sub>1</sub> en N/m<sup>2</sup>

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 16 \cdot 10^{-12}}{1,5 \cdot 900 \text{ M}^2 \cdot (57,5^2 - 27,5^2)^2} \cdot \left( P_{ent} - P_1 \cdot \frac{57,5^2}{57,5^2 - 27,5^2} \right)^{1/2} \cdot s}$$

$$v = 19,218 \cdot 10^3 \sqrt{P_{ent} - 1,297 P_1} \quad (25)$$

où s : est en mm<sup>2</sup>

v : mm/s.  
P : N/m<sup>2</sup>

Théoriquement cette équation est défini que si P<sub>ent</sub> > P<sub>1</sub>  $\frac{S_1}{S_2}$

Cela provient du fait qu'au cours du raisonnement précédent on a négligé l'augmentation de pression due à la rotation du rotor quand P<sub>ent</sub> ne suffit pas d'assurer le déplacement du piston dans le sens voulu.

Dans un tel cas la pompe à main qui fonctionnait comme un moteur hydraulique, devient une pompe proprement dite. Et les équations précédente ne seront plus valables.

\*\* Equations caractéristique si P<sub>ent</sub> < P<sub>1</sub>  $\frac{S_1}{S_2}$

Si P<sub>ent</sub> < P<sub>1</sub>  $\frac{S_1}{S_2}$  l'augmentation de la pression a travers la

pompe à main est importante. Elle est fonction de la force qu'on applique sur la poulie 5. Pour déterminer l'influence de cette force F sur la

pression de l'huile à la rentrée au verin, suivons le raisonnement suivant.

L'énergie mécanique fournit sur la poulie 5 est égale à l'énergie transformée en pression. Ce qui peut se traduire par.

$$V_y DP = F \cdot 2 \pi R \quad (26) \text{ Principe de conservation d'énergie.}$$

où

$V_{cy}$  : la cylindrée de la pompe

DP : augmentation de pression

F : la force appliquée sur la poulie.

R : le rayon de la poulie.

$$V_{cy} \left( P_2 + k \frac{V^2 S_2^2 l}{2 s^2} - P_{ent} \right) = 2 \pi R F$$

$$V_{cy} \left( P_2 + k \frac{V/V/S_2^2 l}{2 s^2} - P_{ent} \right) = 2 \pi R F$$

$$\frac{V/V}{V_{cy}} \left( \frac{2 \pi R F}{V_{cy}} + P_{ent} - P_2 \right) = \frac{2 s^2}{k l S_2^2}$$

$$V = \text{signe} \left( \frac{2 \pi R F}{V_{cy}} + P_{ent} - P_2 \right) \sqrt{\frac{2 \pi R F}{V_{cy}} + P_{ent} - P_2} \sqrt{\frac{2}{k l} \frac{S_2}{S_2}}$$

On combine avec la relation 22.

$$V = \text{signe} \left( \frac{2 \pi R F}{V_{cy}} + P_{ent} - \frac{P_1 S_1}{S_2} \right) \sqrt{\frac{2 \pi R F}{V_{cy}} + P_{ent} - \frac{P_1 S_1}{S_2}} \sqrt{\frac{2}{k l} \frac{S_2}{S_2}}$$

où :  $s$  : est une fonction en F

R : 0,1 m.

$V_{cy}$  :  $15 \cdot 10^6 \text{ m}^3$

$\frac{S_1}{S_2}$  : 1,297 : ( voir : relation 25 )

k = 1,5

l = 900 kg ( m<sup>3</sup> )

$$S_2 = \frac{\pi}{4} ( D^2 - d^2 ) = \frac{\pi}{4} ( 57,5^2 - 27,5^2 ) = 2002,765 \text{ mm}^2.$$

$$V = \text{signe} \left( \frac{2RF\pi}{V_{cy}} + P_{ent} - \frac{P_1 S_1}{S_2} \right) \sqrt{\frac{2\pi \cdot 10^5}{15} F + P_{ent} - 1,297 P_1 / 19,2184 \text{ s}}$$

$$V = \text{signe} ( 4,1888 F + 10 P_{ent} - 12,97 P_1 ) \sqrt{4,1888 F + 10 P_{ent} - 12,97 P_1 / 1,9.2184 \text{ s}}$$

avec : V en mm /s

S : en mm<sup>2</sup>

P<sub>ent</sub> et P<sub>1</sub> en bar.

$$V = \text{signe} ( \quad ) \sqrt{4,1888 F + 10 P_{ent} - 12,97 P_1} / 1,92184 \text{ s}$$

### 3.3.4 Courbes Caractéristiques

Pour établir les courbes caractéristiques de notre servo-  
commande on doit distinguer entre deux cas :

- \* Pression d'alimentation P<sub>ent</sub> > P<sub>2</sub>.

Dans ce cas la pompe à main travaille comme un moteur hydraulique. L'effort (du conducteur pour le cas du chariot ) de l'opérateur sert uniquement à vaincre la force du ressort de guidage. Pour savoir la vitesse de déplacement du piston on considère la relation 25 qui nous permet d'étudier l'effet de la charge sur cette vitesse.

$$( 25 ) \Rightarrow V = 1,9218 \sqrt{10 P_{ent} - 12,97 P_1} \text{ s} \quad 25'$$

Où P<sub>ent</sub> et P<sub>1</sub> : sont exprimée en bar

s : est exprimée en mm<sup>2</sup>

v : est exprimée en  $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$

on fixe la pression d'alimentation à 50 bar.

$$\begin{aligned} \text{.Pour } P_1 = 35 \text{ bars } \Rightarrow V &= 1,9218 \sqrt{50 \cdot 10 - 12,97 \cdot 35} \text{ s} \\ &= 13,041 \text{ s.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Pour } P_1 = 25 \text{ bars} &\Rightarrow V = 1,9218 \sqrt{500 - 12,97 \cdot 25} \text{ s} \\
 &= 25,477 \text{ s} \\
 \text{Pour } P_1 = 15 \text{ bars} &\Rightarrow V = 1,9218 \sqrt{500 - 12,97 \cdot 15} \text{ s} \\
 &= 33,588 \text{ s} \\
 \text{Pour } P_1 = 5 \text{ bars} &\Rightarrow V = 1,9218 \sqrt{500 - 12,97 \cdot 5} \text{ s} \\
 \text{Pour } P_1 = 1 \text{ bars} &\Rightarrow V = 1,9218 \sqrt{500 - 12,97 \cdot 1} \text{ s} \\
 &= 42,412 \text{ s}
 \end{aligned}$$

I

De la formule ( 18 )

$$F = \frac{K \alpha_0}{R}$$

on calcule F pour les différentes valeurs de  $\alpha_0$ , si on estime K; le coefficient de proportionnalité du ressort de guidage.

soit  $K = 50 \text{ N m/rd.}$

le rayon de la poulie  $R = 0,1 \text{ m.}$

$$\Rightarrow F = \frac{50 \alpha}{0,1} = 500 \alpha_0 \quad ( 18 )$$

Les formules 20 bis, ( 18 ) et le système précédent I, nous permettent de tracer la courbe II

Interprétation :

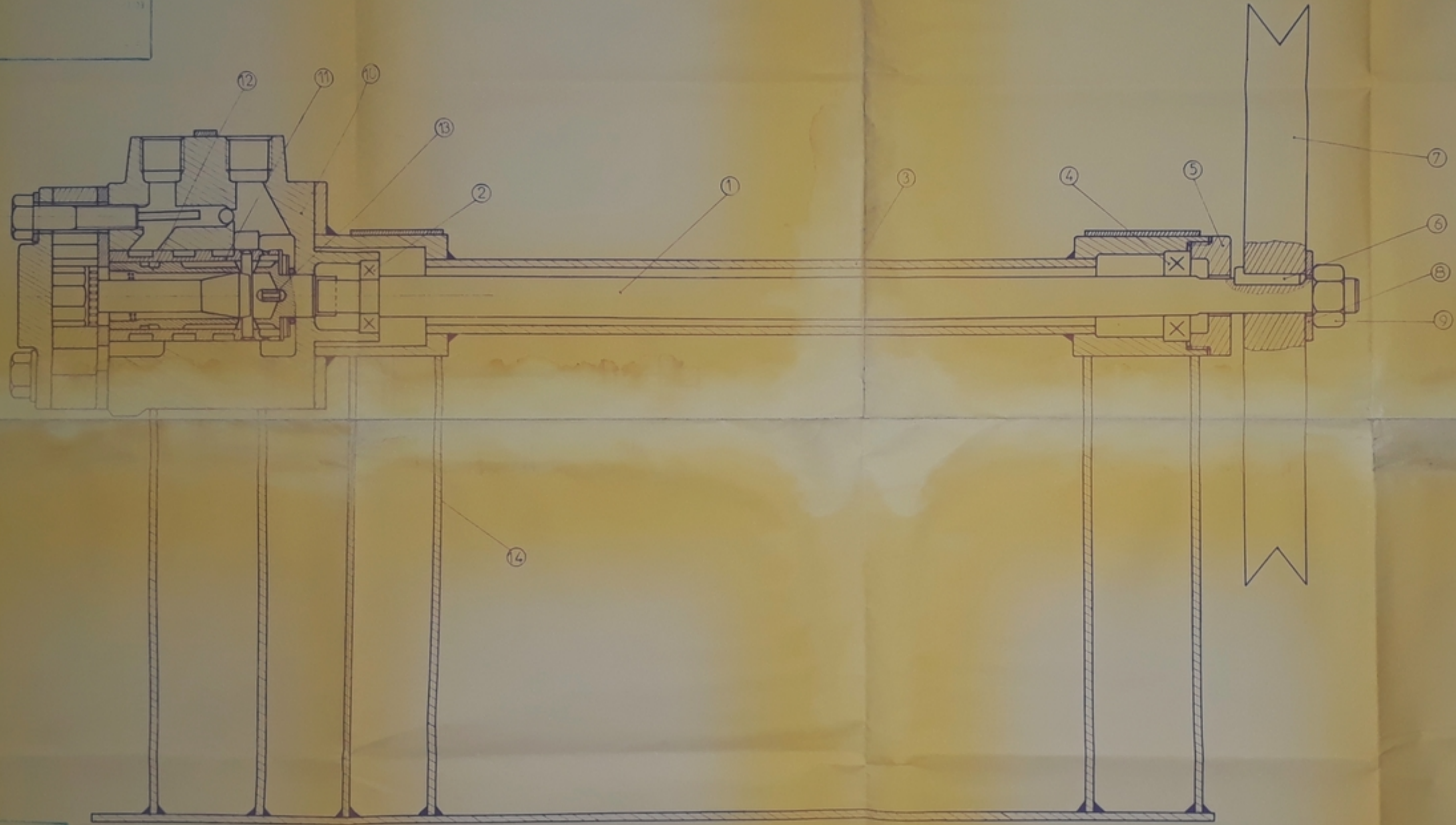
La pompe à main travaille comme un moteur hydraulique lorsque la pression d'alimentation est suffisamment importante par rapport à la pression  $P_2$  qui est nécessaire au déplacement du piston. Dans ces conditions l'effort exercé sur la poulie, sert uniquement à vaincre la force de rappel du ressort de guidage, en d'autre terme elle sert à ouvrir le passage d'huile vers le verin. Pour ces raisons on constate sur la courbe qu'à partir d'une certaine valeur  $F_1$  de la force appliquée sur la poulie, la vitesse du piston sera conservée. L'explication de cela provient du fait que  $F_1$  la force correspondant à une vitesse maximale, pour une charge donnée, provoque l'ouverture complète de la section de passage s.



BIBLIOTHEQUE  
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHEQUE  
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHEQUE  
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



PM 5585  
 Après

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

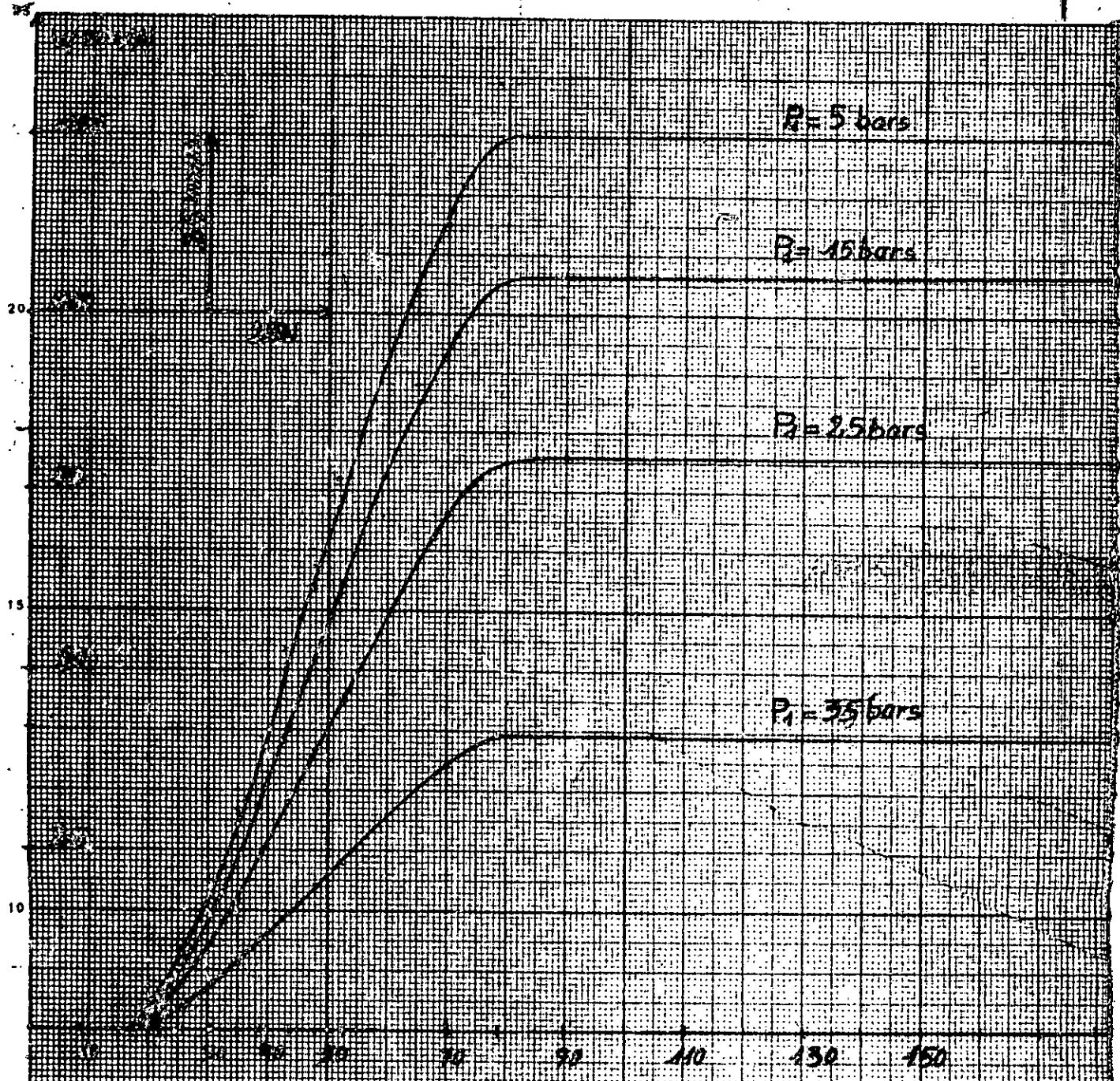
مكتبة  
 مدرسة الهندسة  
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHEQUE

No	Description	Quantité	Unité
1	...	1	...
2	...	1	...
3	...	1	...
4	...	1	...
5	...	1	...
6	...	1	...
7	...	1	...
8	...	1	...
9	...	1	...
10	...	1	...
11	...	1	...
12	...	1	...
13	...	1	...
14	...	1	...

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Z. N. N. N. N.





Courbes

En négligeant l'effet de  $F$   
 sur l'oppression  $P_2$ .

• Si on diminue F la section de passage diminue. La diminution de la vitesse du piston en résulte.

• Si on augmente encore F on obtient une liaison rigide entre le manchon et le tiroir : Résultat :

Cette augmentation de la force F sert à augmenter la pression de l'huile à la sortie du distributeur vers le verin. C'est le cas suivant qui tiendra compte de cela.

\*\* Pression d'alimentation est inférieure ou égale à P<sub>1</sub>

$$P_{ent} \leq P_1$$

Dans ce cas on fixe la charge ; soit P<sub>1</sub> = 35 bars. Et on étudie l'effet de la variation de la pression d'alimentation sur la vitesse du piston. C'est avec l'utilisation de la relation.

( 27 ) qu'on peut avoir cela.

Convention :

Pour simplifier l'écriture on prend :

$$\text{signe (R)} = \text{signe} ( 4,1888 F + 10 P_{ent} - 12,97 P_1 )$$

d'où

$$( 27 ) \Rightarrow V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F + 10 P_{ent} - 12,97 P_1 / .1,92184 S (F)}$$

Pour : P<sub>ent</sub> = 35 bars :

$$V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F + 350 - 453,95 / .1,92184 S ( F )}$$

Pour : P<sub>ent</sub> = 25 bars :

$$V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F + 250 - 453,95 / .1,92184 S ( F )}$$

Pour P<sub>ent</sub> = 15 bars

$$V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F + 150 - 453,95 / .1,92184 S ( F )}$$

Pour P<sub>ent</sub> = 5 bars

$$V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F + 50 - 453,95 / .1,92184 S ( F )}$$

Pour P<sub>ent</sub> = 0

$$V = \text{signe (R)} \sqrt{ / 4,1888 F - 453,95 / .1,92184 S ( F )}$$

Ce qui nous permet de tracer la courbe III

Interprétation :

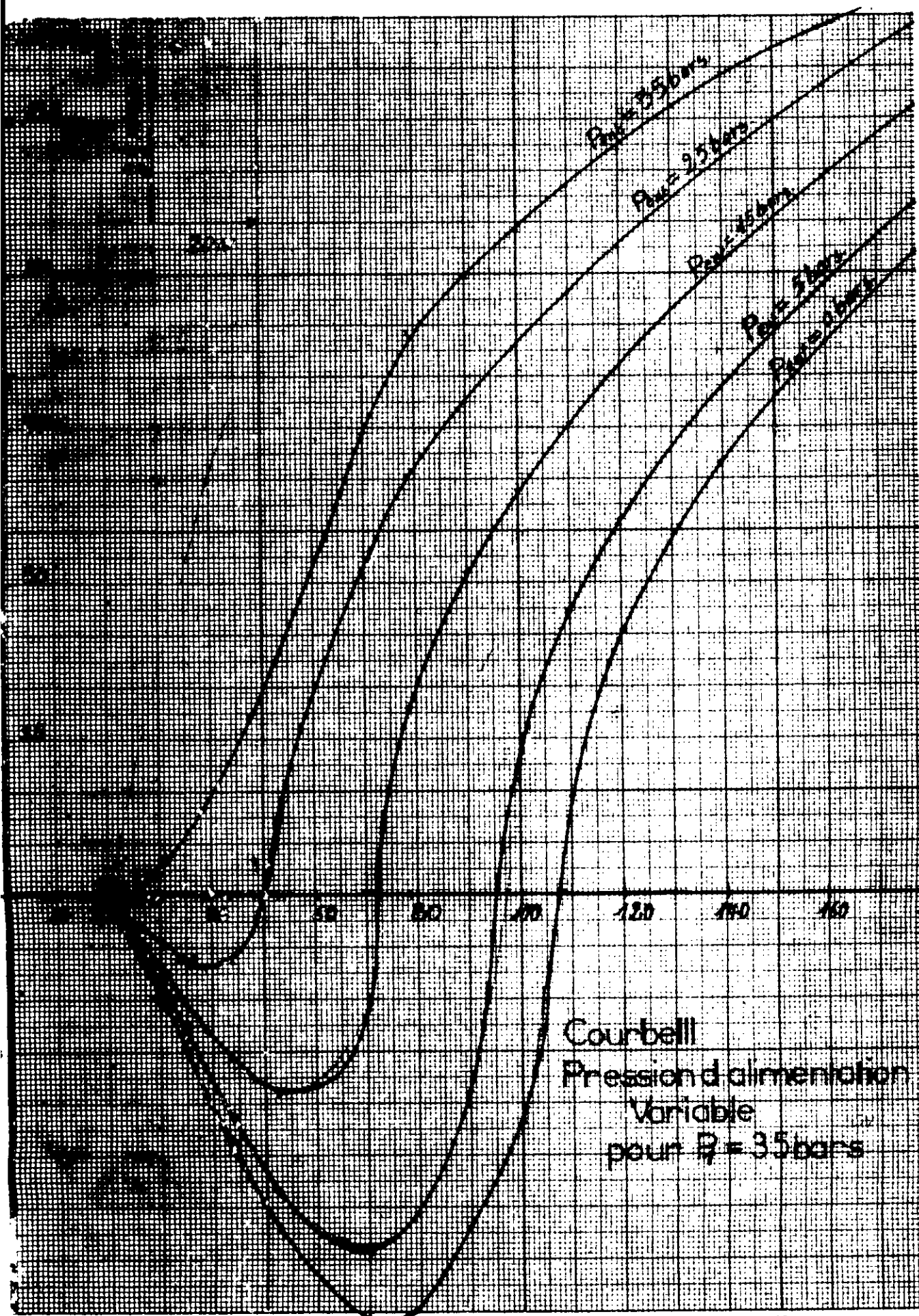
Quand la pression d'alimentation est insuffisante pour permettre l'équilibre du piston soumis à la pression de charge  $P_1$ , l'organe rotor-stator du distributeur travaille comme une pompe proprement dite. L'énergie hydraulique nécessaire pour maintenir le piston en équilibre sera fournie sur la poulie sous forme d'énergie mécanique.

Au début, quand  $F = 0$ , à la position neutre, le piston est en équilibre. En exerçant une force  $F$  nécessaire à ouvrir la section de passage, on met en communication la chambre 2 sous la pression  $P_2$  avec la conduite d'alimentation qui est sous la pression  $P_{ent}$  avec  $P_2 > P_{ent}$ . Résultat :

L'huile revient vers le régulateur de pression d'alimentation. Ce qui provoque le déplacement négatif du piston. Plus la pression d'alimentation est faible plus ce recul est important (ce que l'on peut bien sentir sur le graphe 9).

L'augmentation de la force  $F$  provoque une surpression à la sortie du distributeur. Ce qui tend à récupérer l'écart entre les pressions  $P_2$  et  $P_{ent}$

A partir de la force  $F_e$ , correspondant à l'équilibre du piston ( $V=0$ ), pour une charge donnée, la vitesse de ce dernier est positive et elle augmente avec la force  $F$ . C'est cette dernière qui est positive et elle augmente avec la force  $F$ . C'est cette dernière correspondance qui existe pratiquement sur les servo-directions des chariots quand une panne persiste dans la pompe d'alimentation et c'est ceci qu'on peut bien percevoir sur notre servo-commande ainsi réalisé.



Courbell  
 Pression d'alimentation  
 Variable  
 pour  $P = 35 \text{ bars}$

## V REALISATION DU SYSTEME.

### 5.1. Mise en marche du banc d'alimentation.

Lors de la mise en marche du banc d'alimentation on eut constaté que celui-ci n'a subit aucune opération d'entretien depuis juin 1983, date à laquelle Monsieur N. Amrouche la mis en marche. Pour le vérifier on eut comme suit.

— On ouvra complètement les valves  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B$  et  $B_3$  (fig .3.1 ) on ferma tous les valves de branchement des manometres pour les isoler du circuit. On vissa à fond les boutons molletés des trois régulateurs de pressions ( sans trigonometrique)

— On brancha l'alimentation à l'aide de l'unique flexible existant sur un des circuits de retour.

On metta en marche la pompe, puis on commença a ouvrir les valves des manometres. ces dernieres devront indiquer de faible valeurs. C'est -ce qu'on avait constaté.

Suivant le circuit de retour selectionné

On ouvra la valve 1 ( AOU B )

On ferma les valves 2 et 3 ( A OU B )

pour avoir un retour à pression de refoulement réglable et avec mesure de debit

On fit varier lentement la pression d'alimentation à l'aide du bouton mollete se trouvant sur la soupape de sécurité, en partant de zero (0) jusqu'à 103 bars. Au cours de cette opération on suivit et attentivement les indications des manometres concernés et ceux du debimetre, ainsi que toute fuites ou anomalies se manifestant sur les raccords, les conduites, au niveau des surfaces de contact des pièces des différents organes du banc hydraulique.

Les resultats de nos observations furent les suivantes.

- Toutes les gammes des différentes pressions et de debit furent atteintes aux conditions prevues par le constructeurs.

- L'existence des fuites au niveau de plusieurs raccord. Cela est dû au desserrage des écrous-raccords puisque des qu'on les avait resserré, cette fuite disparut.

- Une importante fuite au, niveau du régulateur de pression B.

On arrete la pompe. On faisa le démontage du régulateur de pression B. On constata l'usure complete du joint torique qui permet d'assurer

l'étanchéité entre le support du bouton moleté et le le corps du régulateur de pression B. Cela est dû probablement à un mauvais montage. Son remplacement par un autre joint semblable fut très difficile; puisque c'est un type de joints très spécial qui ne se trouve ni au magasin de notre département ni chez les agens agrégés de la pièce détaché des automobiles. Heureusement qu'au marché, et en fuitant les différents organes de transmission des automobiles, on avait constaté l'existence d'un joint de même type que celui de notre régulateur, de pression. De plus il fut en bon état. On l'avait acheté.

Une fois on avait monté le joint on refit marcher la pompe et on répara les précédentes manipulations.

Resultats : tout fonctionna normale et aucune fuite.

### 5.2 Démontage et remontage du distributeur et du verin.

Ces opérations sont nécessaires du moment qu'elles donnent plus d'informations sur la constrictur de ces organes d'une part et permettent de savoir l'existence d'une éventuelle pièce à rechanger

Du fait des tolérances d'usinage très précises du tiroir et du manchon du distributeur il est très difficile de remplacer un tiroir ou un manchon usé. Pour ces raisons on eut essayé d'avoir un distributeur complet puis procéder aux opérations de montages et de remontages par nos propres soins.

Pour ne pas surcharge le mémoire il apparut inutile d'indiquer ici la gamme de démontage du distributeur. Ce pendant il ya des points qu'on juge nécessaire de les indiquer.

- Le démontage nous a permis une meilleurs compréhension du fonctionnement de l'ensemble des pièces du distributeur et nous a laissé distinguer le rôle que doit accomplir chaque pièce dans cet complexe organe.

- Avant de procéder au remontage on vait bien laver avec du pétrole l'ensemble des pièces puis les faire secher. On avait été bien conscient qu'une légereté d'une étoffe peut bloquer soit le manchon sur le tiroir soit le rotor de la pompe à main contre le stator.

- On avait bien verifié l'état de quelques pièces changeable tel que les joints d'étauchetés, le roulement à aiguille sur lequel tourne le tiroir

par

par rapport au corps du distributeur, le ressort de guidage...etc.

- En ce qui concerne le verin le démontage ~~est~~ été fait essentiellement pour contrôler la partie coulissante sur laquelle l'étanchéité est réalisée.

### 5.3 Réalisation des raccords.

Après être arrivé a la conception du système a réaliser du paragraphe 3.3., on fut passé à l'exécution proprement dite. C'est la fabrication des raccords. Ces derniers devront satisfaire aux conditions suivantes.

- Qu'ils devrons assurer l'étanchéité de l'huile.

- Qu'ils soient de conception semblable à celle des raccords déjà existant sur le circuit du banc, surtout en ce qui concerne le système de filetage pour que ces raccords furent apte a être montés sur le reste des pièces préexistant sur le banc tel que le régulateur de pression, la soupape de non-retour les valves...etc..

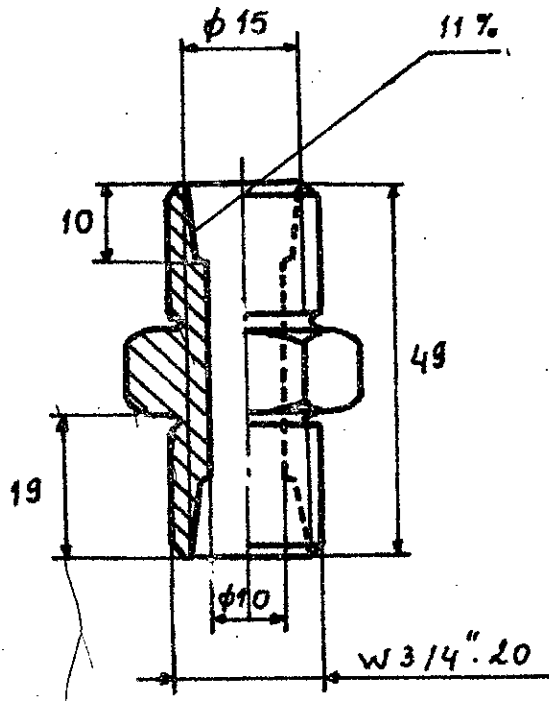
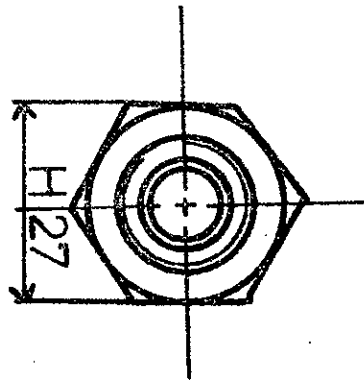
- résistants à la forte pression du liquide qui les traverses.

- Être réalisable dans notre atelier.

En tenant compte de toute ces conditions on fût arrivé à la conception donnée sur le dessin N°R03 pour l'écran raccord et celui N° R02 pour la vis-raccord.

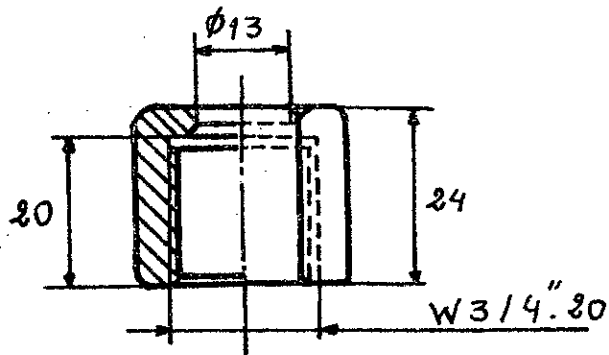
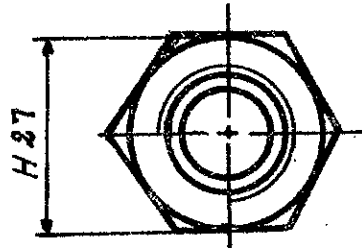
Ces raccords eurent été réalisés entièrement dans notre atelier par nos propres soins. Il fut nécessaire d'élaborer une gamme d'usinage suivant l'outillage et les machines disponibles dans l'atelier. C'est ce qui on eut fait. Toutes les opérations eurent été faite sur tour sauf la forme hexagonale qu'eut été faite sur la fraiseuse. Cette réalisation eut nécessité un très long travail, surtout que les raccords eurent été assez nombreux on compte. 14 écrous-raccords  
7 Vis - raccords.

Pour assurer l'étanchéité de l'huile, se trouvant sous forte pression, entre la vis et l'écrou ont eut utilisé des douilles de forme normalisées et dont les dimensions nous furent imposées par celles des écrous et des vis. Ces douille sont représentées sur le dessin N° R04.

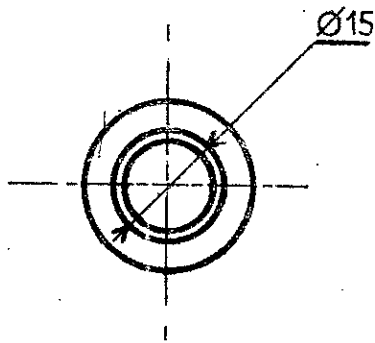
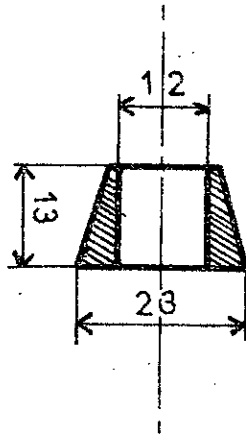


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	$\oplus \ominus$	Vis - raccord.
1			
Etudiant	Rachhi		ENPA Dep. MECANIQUE
Promoteur	Werner		
			Nombre: 7
			R02

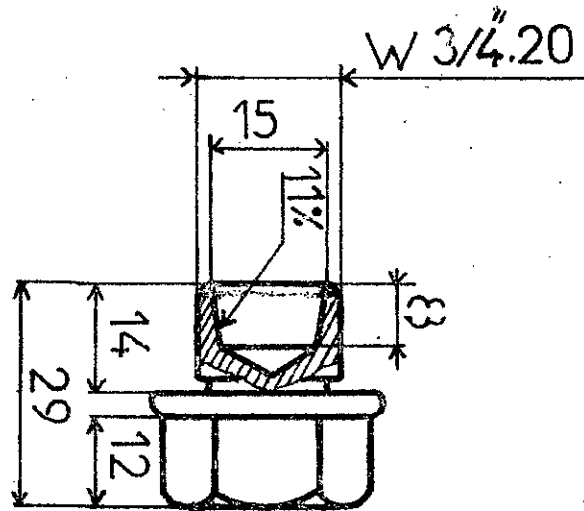
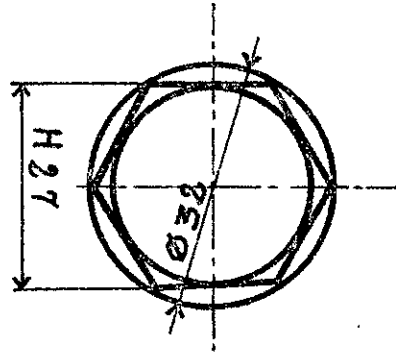




ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					
Echelle	Masse	☐ ⊕	Ecou- raccord	ENPA	Dep. MECANIQUE
1					
Etudiant	Zenithri		Nombre: 14	R 03	
Professeur	Werner				



<b>ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE</b>			
<i>Echelle</i> 1	<i>Mass e</i>		Douille
<i>Etudiant</i> Zenkhri	<i>Zenkhri</i>		
			<b>E.N.P.A.</b>



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE					E.N.P.A.
Echelle	Masse	☐ ⊙		Bouchon	Dép. MECANIQUE
1					
Etudiant	Zenkhri			Nombre: 2	R01
Promoteur	Werner				

### 5.4 Réalisation du système de commande du distributeur.

Comme cela a été dit auparavant la commande du tiroir se fait par un arbre qui se termine de l'autre extrémité par une poulie. Pour cela il fallut nécessaire de :

- Usiner une rainure sur l'extrémité de l'arbre de largeur égalé à l'épaisseur du meplat de la tête du tiroir (opération faite sur fraiseuse avec une fraise à rainure).

- Prendre un roulement de diamètre extérieur un peu supérieur au diamètre intérieur du corps du distributeur (voir dessin de l'ensemble distributeur avec son système de commande). Le roulement qui convient est le 600 2 ZZ de dimensions :

- D = 32 mm
- d = 15 mm
- B = 9 mm.

Comme le diamètre intérieur du corps est de 29 mm il fallut donc l'augmenter encore jusqu'à avoir  $D = 32_0^{+25}$  Ajustement H.7. Cette ajustement est imposée par la cinématique fonctionnelle auquel est destiné le roulement. En ce qui concerne le diamètre de l'arbre sur lequel est monté le roulement.

L'ajustement correspondant fut  $h_6$  ou  $d = 15_{-6}$  (CHEVALIER).

Ce fut une opération longue et délicate à faire. Il a fallut utiliser des instruments de mesure et de contrôle, au cours de l'exécution, très poussées pour aboutire à ces resultats,

Choisir un roulement pour le mettre sur l'autre extrémité de l'arbre. Des conditions de travail du système de commande on eut prix le roulement 6203 Et.

- A partir de 75 mm de l'entrémité droite de l'arbre (voir le dessin) usiner, sur une longueur de 12 mm, le diamètre correspondant au montage de ce roulement.

- Usiner une clavette bateau pour faire entrainer l'arbre a partir de la poulie

- tremper cette clavette.

- Réaliser le couvercle du dessin N°R05.

- Réaliser un support (en tôle de 3 mm d'épaisseur) sur le quel vient s'installer l'ensemble distributeur et son système de commande. La conception a été choisit pour permettre la rotation de la poulie a l'aide des poids dans les deux sens d'une part et la connection du distributeur sur le banc d'essai et sur le verin d'autre part. Le détail de ce support est donné sur le dessin de définition N° R06.

- Réaliser la poulie de commande 5 du distributeur. Pour ce la on eut cherché une poulie en plastique on l'avait adopté aux dimensions de l'arbre déjà exécuté. Des opérations de tournage, de perçage, de brasage et même de travail a 7 la lime fut nécessaire pour faire cette adaptation.

5.5. Démontage du régulateur de pression et la soupape de Non retour.

Avant de procéder au montage de notre système on avait débranché une partie de l'ancien circuit A du Banc comprenant le régulateur de pression et la soupape de non retour. La fermeture du reste des circuit fut nécessaire. Pour cela on réalisa deux vis spéciales ( représentées sur le dessin N° R01) puis deux joints d'étanchéités en plastiques.

5.6 Montage du système.

Les travaux concernant le montage du système sont assez nombreux. Au debut on fixa la plaque-support 14 sur le plan de travail du banc d'essai avec des vis. On plaça ensuite, puis on serra, le support 12 sur la plaque support. Pour le montage de l'ensemble distributeur et son système de commande on suivit la gamme suivante (dessin R07)

- Monter le roulement 2 sur l'arbre 1

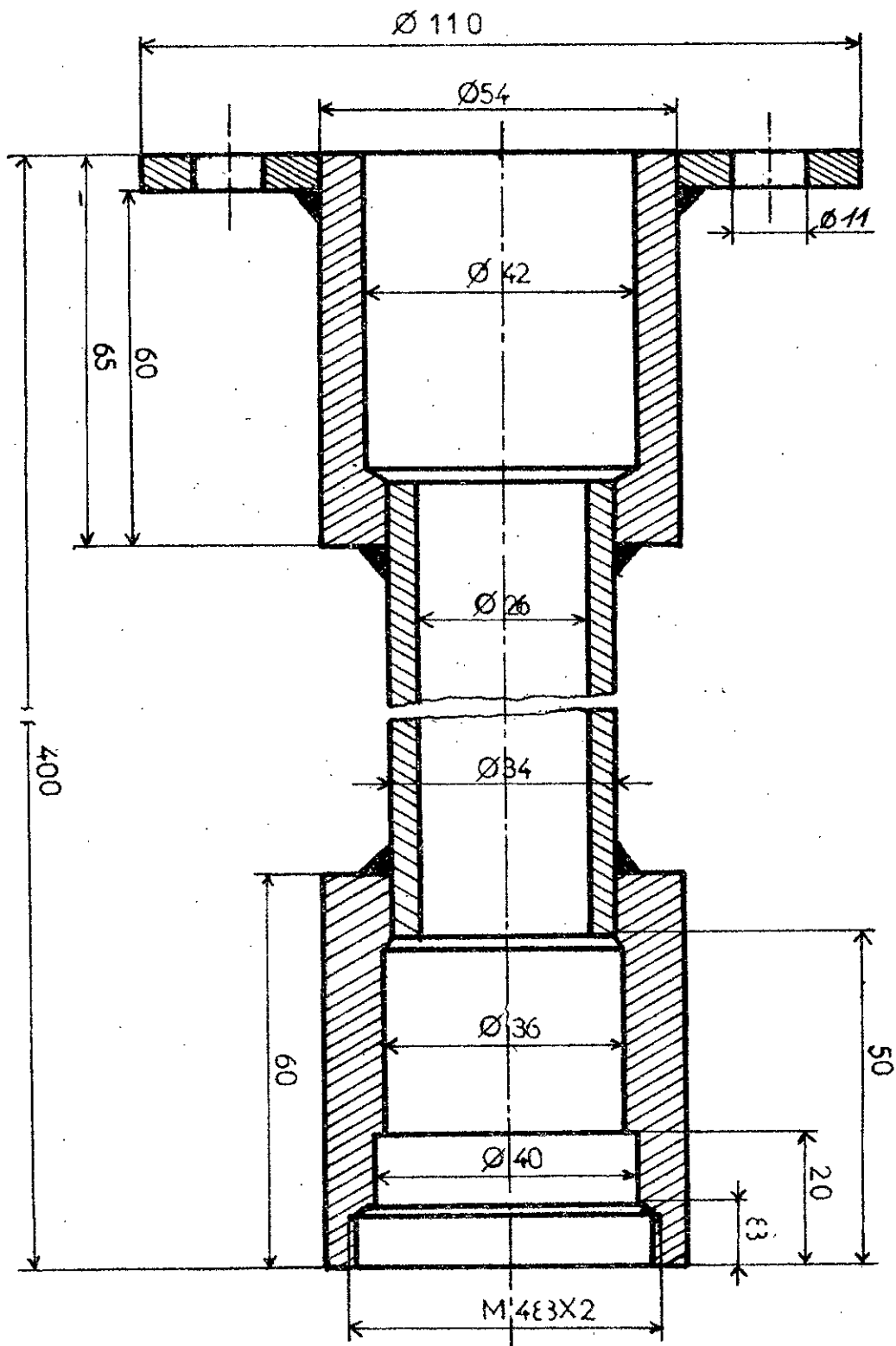
- Placer le couvercle 3.

- monter le roulement 4 (Les roulements furent soigneusement placés).

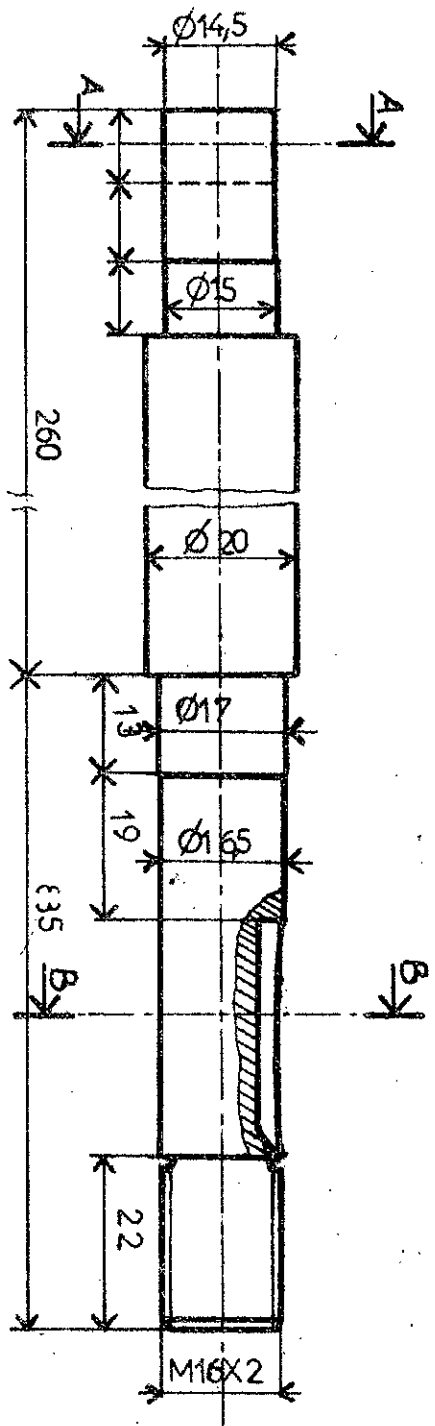
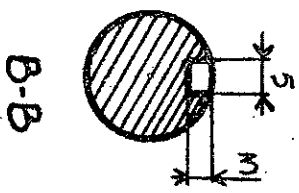
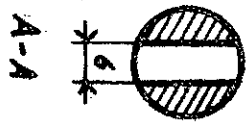
- faire visser le couvercle 5 dans celui N°3

- placer la clavette bateau 6.

- faire glisser la poulie 7.



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
1			
Etudiant	Zemkhri		
Promoteur	Werner		
		Couvercle	E.N.P.A. Dép. MECANIQUE
		Nombre: 1	R05



ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Massa	
1		
Étudiant	Zenlho	
Promoteur	Werner	

La tige de commande

E.N.P.A.  
 Dep. MECANIQUE

- mettre la rondelle 8 puis bloquer avec l'écrou 9.
- prendre le distributeur 10 monté, le serré avec les vis 11 contre la plaque du couvercle 3.
- prendre l'ensemble et le fixer sur le support 12 à l'aide des colliers de serrage 13.

Il reste à dire maintenant que pour différencier les communications du distributeurs on versa de l'huile sur une quelconque de ses orifices. On fit tourner le volant 5 dans les deux sens et on constata:

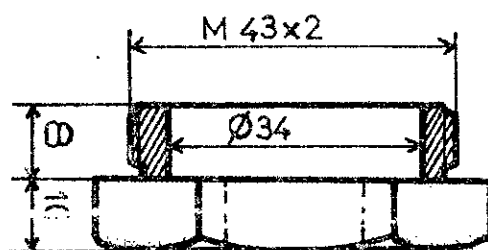
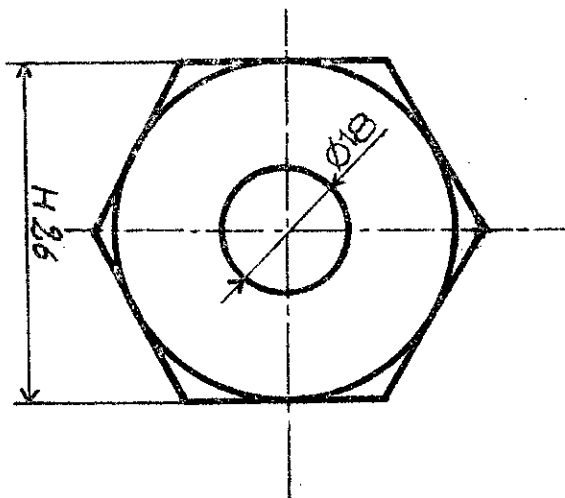
- L'orifice de sortie demeura toujours en refoulement : soit S
- L'orifice d'alimentation demeura toujours en aspiration : soit R.

On brancha l'alimentation à l'orifice d'entrée du distributeur avec le seul flexible préexistant avec le banc. On connecta l'orifice de sortie au réservoir avec tube en acier 8/12.

Pour fixer le verin il fut nécessaire de préparer deux colliers de serrage de diamètre égal à celui du verin puis le serré horizontalement contre la plaque-support. (Il est à noter que toutes les vis ont été achetées). On brancha en suite le verin, en utilisant deux flexibles délivrées de la SONACOME, sur le distributeur d'une part et sur le régulateur de pression d'autre part. On connecta la dernière orifice du distributeur à la soupape de non-retour. On brancha ensuite la sortie du régulateur de pression entre ces deux organes. On lia enfin la valve V à la deuxième rentrée C du distributeur. Les trois dernières connexions étant faites avec des tubes en acier 8/12.

Tous les travaux de ceintage, montage forée des douilles sur les tubes et tous autres travaux de plomberie ont été fait par nos propres soins.





ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Massa	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/>	E.N.P.A
1			
Étudiant	Zankari		Couvercle.
Promoteur	Werner		
			Dép. MECANIQUE
			ROB

==oOo CONCLUSION oOo==

Ce projet que je viens d'achever m'a permis de connaître comment à partir d'une construction donnée peut-on élaborer une théorie permettant de prévoir des modifications ou des améliorations sur sa conception ou son fonctionnement.

La recherche que j'avais fait pour aboutir à ce résultat m'a laissé aussi approfondir mes connaissances sur la transmission hydraulique.

Toutes les travaux effectués à l'atelier qui ont pour but soit une réalisation nouvelle ou une modification m'ont permis d'acquérir une abondante expérience dans la fabrication mécanique.

En fin et avec toute l'aide que Monsieur EL-WALLI a essayé de me fournir, je ne saurais terminer ce travail sans évoquer le délaissement total qui existe à l'atelier; le manque d'outillage, de la matière première, des catalogues sur les machines existant...etc, ce qui nous a occasionné une grande perte de temps. On note par exemple et malheureusement qu'en raison d'un simple tube d'acier 8/12 qu'on a pas pu le trouver dans tous les magasins de l'école, la partie (expérience) expérimentale n'a pas été traitée.

oOo B I B L I O G R A P H I E oOo

Ref.1.V. BAWIN.  
Manuel pratique d'atelier de la construction  
mécanique.

Ref.2.A.CHEVALIER  
Guide du dessinateur industriel.

Ref.3..J.FAISANDIER  
Hydraulique et électro-hydrauliques.

Ref.4. J.FAISANDIER  
Mecanismes hydrauliques.

Ref.5.B.NEKRASSON.  
Cours d'hydraulique.

Ref.6.A. NOURREDDINE  
Mise en marche d'un banc d'essais  
d'éléments hydrauliques.

Ref.7.R. QUATREMER  
Précis de construction mécanique.

Ref.8.Y.TCHOUPRAKOV.  
Commande hydraulique et auto-matismes  
hydrauliques.

