

5/83

Ministere de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique.

Universite des Scienses et de la Technologie.

HOUARI BOUMEDIENNE .

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER.

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE.

PROJET DE FIN D'ETUDES.

(INGENIORAT D'ETAT G.M).

Intitulé:

Tex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية  
 المكننة  
 -----  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 BIBLIOTHÈQUE

MISE EN MARCHE D UN BANC DESSAIS  
 D'ELEMENTS HYDRAULIQUES.

Propose et dirige par:

A WERNER.

Docteur ingénieur

Maitre assistant a l'ENPA .

Etudie par :  
NOUREDDINE

AMROUCHE .

- Promotion juin 1983.-

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE :

QUARTIER BOUMÉDIÈNE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

XXX\*XXX\*XXX\*XXX\*

---

**MISE EN MARCHÉ D'UN  
BANC D'ESSAIS D'ÉLÉMENTS  
HYDRAULIQUES**

---

PROPOSÉ ET DIRIGÉ par :

A - WERNER docteur Ingénieur

MAÎTRE ASSISTANT A L'ENPA

ÉTUDIÉ par :

AMROUCHE Nour-Eddine

PROMOTION : JUIN 1983

## DEDICACES

A mes parents et grands-parents dont la Comprehension et les sacrifices m'ont permis de mener a bien mes etudes .

A mes Freres et Socurs .

A G. Fadila .

A mon Ami : Semmadi Mohammed Laïd.


A tout mes collegues de la promotion et plus particulierement :

A Guettaïa Djamel  
A Brahimi Mohammed Tayeb  
A Bouchelaghem Mohammed  
A Latrèche Mohammed

A tout ceux qui ont contribue, de pres ou de loin, a ma formation et a l'elaboration de ce projet, en particulier : Mr BOUSSAÏD DJILLALI (mon oncle), pour son aide precieuse quant au tirage.

Je dedie Ce Modeste Travail

Nour. Eddine AMROUCHE



## Remerciements

Je tiens, dans le cadre de cette modeste étude et en accomplissant ce travail, à remercier tous les professeurs qui ont contribué, de près ou de loin à ma formation

Je tiens aussi, par la même occasion, à exprimer tout particulièrement mes remerciements, ma gratitude et mon admiration à Monsieur :

A. WERNER, promoteur, pour les conseils, Combien précieux qu'il m'a prodigué et pour le dévouement dont il a fait preuve, pendant toute la durée du projet, aussi j'espère qu'il trouvera dans ce travail matière à satisfaction ainsi que l'expression de ma profonde reconnaissance

Je réitère mes remerciements à tous les professeurs que j'ai eu le plaisir de côtoyer durant ma formation, pour tout ce dont ils m'ont appris et plus particulièrement ceux du département de GENIE MECANIQUE

Enfin, que tous ceux qui, professeurs, collègues, amis, par leurs présences ou en pensée, de près ou de loin, matériellement ou moralement, ont contribué à ma formation, trouvent ici l'expression de mes Sincères Remerciements.

Nour. Eddine Amrouche



## PRÉFACE

L'Étude, auquel se rattache ce mémoire, concerne, comme l'indique, l'INTITULÉ en La "MISE EN MARCHÉ DU BANC D'ESSAIS DES ÉLÉMENTS HYDRAULIQUES", de son étude et de l'analyse de ses possibilités de sa mise en service.

Les données de base étant :

- \* L'Existence du Banc d'essais (n'ayant encore jamais fonctionné) au Laboratoire d'Énergétique, ainsi que
- \* L'éventuelle existence de la documentation relative à ce Banc d'essais

Le contenu du mémoire comportera :

- \* La Description de l'état actuel du Banc.
- \* Le mode d'opération des éléments Le constituants.
- \* Les essais prévus par le constructeur.
- \* La Liste des travaux effectués pour le mettre en marche.
- \* Les description et résultats des essais d'éléments du Banc.
- \* Les possibilités d'utilisation du Banc en l'état actuel et après l'avoir complété.
- \* Les Travaux graphiques.
- \* Les Schémas d'installation et des éléments.

Au terme de cette préface, je suis heureux de remercier tous ceux grâce auxquels j'ai pu élaborer ce projet et mener à bien cette étude, et par la même occasion MESSIEURS :

: Président de Jury

: membre du Jury

: membre du Jury : (Promoteur)

d'avoir bien voulu assister à l'exposé de ce mémoire.

Nour. Eddine . AMROUCHE .

# TABLE DES MATIERES

- CHAPITRE 0 : Présentation du Sujet . . . . .	1
- CHAPITRE 1 : GÉNÉRALITES . . . . .	1
1.1: Avant - propos . . . . .	1
1.2: Intérêt et utilité de l'hydraulique . . . . .	1
1.3: Notion d'asservissement hydraulique . . . . .	1
- CHAPITRE 2. ORGANES DES ASSÈRVISSEMENTS HYDRAULIQUES . . . . .	3
2.1 INTRODUCTION . . . . .	3
2.2. Pompes volumétriques . . . . .	3
2.3. Filtres . . . . .	4
2.4. Limiters de pression . . . . .	4
2.5. Limiters de Débit . . . . .	4
2.6. clapets anti-retour . . . . .	5
2.7. VÉRINS . . . . .	5
2.8. Distributeurs . . . . .	6
2.9. Moteur hydrostatique . . . . .	7
2.10. Accumulateur . . . . .	7
2.11. Exemple d'utilisation d'organes hydrauliques . . . . .	8
2.12. Conclusion . . . . .	9
- CHAPITRE 3. DESCRIPTION DU BANC D'ÉSSAIS . . . . .	10
3.1. INTRODUCTION . . . . .	10
3.2. Description du Banc . . . . .	10
3.2.1. Réservoir . . . . .	11
3.2.2. Électro-pompe à engrenages . . . . .	11
3.2.3. Plan de travail du Banc hydraulique . . . . .	11
3.2.4. Circuit d'alimentation Haute-pression . . . . .	13
3.2.4.1. Soupape de sécurité (Rég. de pression) . . . . .	13
3.2.4.2. Filtre . . . . .	20
3.2.4.3. Régulateur à débit variable . . . . .	20
3.2.4.4. Manomètres . . . . .	27
3.2.5. Circuits de Refoulement (Retour) A et B . . . . .	27
3.2.5.1. valves de régulation de pression . . . . .	32
3.2.5.2. clapets anti-retour . . . . .	32
3.2.5.3. Débitmètre . . . . .	34
3.2.6. Raccordement du Banc Hydraulique . . . . .	35
3.2.7. Installation et fonctionnement du Banc . . . . .	36
3.2.7.1. Description de l'état initial du Banc . . . . .	38
3.2.8. Liste des travaux effectués pour le mettre en marche . . . . .	39

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

فِي

بِسْمِ رَبِّكَ الَّذِي  
خَلَقَ الْإِنْسَانَ مِنْ عَلَقٍ  
أَفِرُّ أَوْ رَبِّكَ الْأَكْبَرِ  
الَّذِي عَلَّمَ بِالْقَلَمِ  
عَلَّمَ الْإِنْسَانَ مَا لَمْ

يَكُن يَعْلَمُ

## CHAPITRE 0 : Presentation du Sujet

Le Sujet consiste en :

- La mise en marche d'un banc d'essais d'elements de commande hydraulique
- de son etude
- L'Analyse des possibilites de sa mise en service

## CHAPITRE 1 : GENERALITES

### 1.1 Avant - propos

Les applications de transmission hydraulique de puissance se developpent regulierement dans differentes industries : on peut citer entre autres ; Les industries de construction d'appareils de levage et de manutention (grues, convoyeurs, chariot elevateur, ...) Les industries de construction mecaniques (presses, machines-outils, machine de deformation), Les industries minières (extracteurs, convoyeurs, ...), ...

Les asservissements hydrauliques et electro-hydrauliques ont, d'une part, connu une large diffusion grace aux engins de manutention et de Travaux publics et, d'autre part, une phase de developpement rapide, en particulier, dans l'Aeronautique, pour des problemes de masse et d'encombrement.

### 1.2 Interet et Utilité de l'hydraulique

L'hydraulique est utilisée dans ces applications en raison des avantages suivants :

- de l'Amplification en force.
- d'une puissance spécifique élevée.
- des possibilites d'asservissement
- de la variation continue de la vitesse de transmission
- de la Sécurité d'emploi.

### 1.3. Notion de Regulation et d'asservissement hydraulique

#### 1.3.1. Introduction.

Du fait que le banc d'essais comporte quelques elements d'asservissement hydraulique, d'une part et qu'une partie de ce projet a porté sur l'etude



de ces éléments, d'autre part, nous avons jugé utile de donner ici, une notion assez modeste de régulation et d'asservissement hydraulique, tout en insistant sur l'importance, pour ainsi dire, capitale et décisive de sa présence dans une installation, du fait qu'elle assure le bon fonctionnement et la sécurité de cette dernière et ceci n'étant, bien sûr, qu'un avantage parmi tant d'autres, non cités ici, mais bien connu par contre.

### 1.3.2. Qu'est ce que la régulation et Principe ?

Le problème de la régulation en général consiste le plus souvent à maintenir à une valeur fixe, déterminée a priori (valeur prescrite ou de consigne), une quantité ou variable d'état, en mesurant sa valeur existante (grandeur réglée), en la comparant à sa valeur prescrite et en utilisant la différence entre ces deux valeurs (Ecart) pour actionner un dispositif qui tend à réduire cette différence. Le fonctionnement de la régulation est caractérisé par une boucle fermée d'action et de rétro-action, allant de la grandeur réglée à l'écart puis à la grandeur réglante pour revenir à la grandeur réglée.

### 1.3.3. Définition et propriétés des Asservissements hydrauliques

Un système asservi hydraulique est un système de commande (ce dernier étant un système dans lequel, l'entrée doit déterminer la sortie) possédant 2 propriétés :

- Amplification de puissance depuis un signal basse puissance sous forme électrique, hydraulique, etc... vers une énergie hydraulique de puissance plus élevée.
- Indépendance vis-à-vis du milieu extérieur, c'est à dire résistance aux perturbations apportées par ce milieu extérieur.

## CHAPITRE 2: ORGANES DES ASSERVISSEMENTS HYDRAULIQUES

### 2.1. Introduction

Il ne nous est, certes, pas nécessaire dans le cadre de ce projet d'étudier en détail tout les organes pouvant intervenir dans un asservissement hydraulique du fait de leur grand nombre mais il nous est cependant apparu utile de fournir quelques données de base permettant de comprendre le principe de fonctionnement de quelques organes hydrauliques et en particulier ceux rencontrés dans notre banc d'essais.

### 2.2 Pompes Volumétriques :

une pompe volumétrique est chargée d'aspirer le fluide hydraulique contenu dans un réservoir et de le refouler soit vers un organe de travail soit à nouveau vers le réservoir.

Différentes résistances s'opposent au refoulement (pertes de charge dues au débit, forces mécaniques à vaincre...). Une pompe tend à fournir un débit, la pression n'existant que par suite de résistance à l'établissement de ce débit. Le type le plus répandu de pompe volumétrique est la pompe à engrenages, ce qui est le cas pour notre banc. La figure 1 nous donne le schéma de principe d'une telle pompe dans laquelle la diminution de volume provoquant la compression est due à l'engrenement des dents du pignon, l'augmentation de volume provoquant l'aspiration étant due au dégageant des dents les unes des autres.

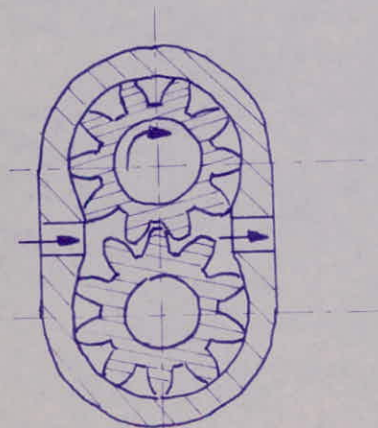


Fig. 1

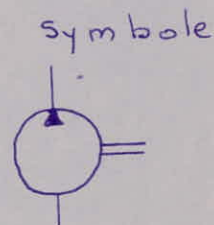


Fig 2

### 2.3. FILTRES.

Dans un circuit où le fluide est de l'huile, il est indispensable, d'arrêter tout les corps étrangers et les impuretés. Pour cela on utilise des filtres à huiles situés dans le réservoir, sur la conduite d'aspiration, à la sortie de la pompe.

Symbole

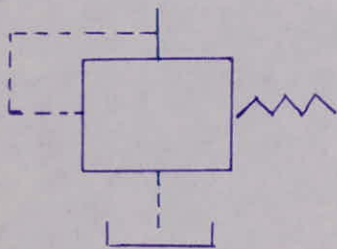


Fig. 3

### 2.4. Limiteurs de pression ou régulateurs de pression.

Ces appareils sont utilisés pour empêcher la pression dans un circuit de s'élever au-dessus d'une valeur déterminée. Leur principe est basé sur le tarage d'un ressort qui donne la pression de déclenchement (pression pré-réglée), si la pression existante dépasse la valeur pré-réglée.

Symbole:



### 2.5. Limiteurs (ou régulateurs) de débit

Ce sont des organes dont le rôle est de freiner un débit. Le terme limiteur de débit est souvent étendu aux divers ralentisseurs, bien qu'il désigne plus précisément un organe susceptible de ne laisser passer qu'un débit défini fixe ou réglable.

Dans ce type d'appareils, il existe des limiteurs à débit fixe et à débit variable, diviseurs de débit...

Symbole



Fig. 5

## 2.6. CLAPETS ANTI-RÉTOUR

Ces éléments sont destinés à obturer le passage du fluide dans un sens pour ne le laisser passer que dans l'autre sens. La figure 7 montre l'organisation de cet appareil, qui est extrêmement simple et consiste en un élément d'obturation qui est appuyé sur son siège au moyen d'un ressort dont la force est calculée en fonction de la pression à admettre.



Fig. 7

Symbole



Fig. 8

## 2.7 VERINS

Ce sont les organes les plus classiques de transformation de l'énergie de pression en énergie mécanique. Ils sont d'une simplicité apparente d'où très répandus. Suivant leur emploi on peut les classer ainsi :

### 2.7.1. VERINS SIMPLES-EFFETS

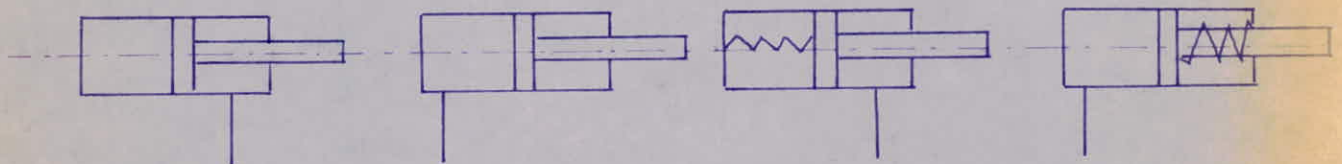


Fig 9

Fig 10

Fig 11

Fig 12

dans ce type de verin, la pression de l'huile ne s'exerce que d'un seul côté du piston, le piston revient en position de départ sous l'action d'un poids, d'une charge ou d'un ressort. Les figures 9, 10, 11, 12 donnent les symboles et montrent les différents modes de fonctionnement d'un verin simple effet suivant que la force hydraulique s'exerce en poussant (Fig 10 et 12) ou en tirant et que la rentrée de la tige ou sa sortie est forcée par une force extérieure (Fig 9 et 10) ou par un ressort interne (Fig. 11 et 12).

### 2.7.2 VERINS DOUBLE-EFFETS.

Dans ce type de verin, la pression du fluide peut s'exercer des deux côtés du piston. Le déplacement peut être commandé

hydrauliquement dans les deux sens.

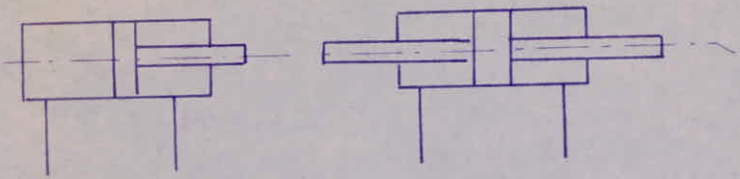


Fig 13

Fig. 14.

Fig 13:  
Verin double effet a une seule tige

Fig. 14  
Verin a double effet double tige

Une parenthèse sera ouverte pour parler du problème très important de l'étanchéité assuré par l'utilisation d'éléments tels que les segments racleurs et joints qui protègent le verin en éliminant les particules abrasives qui pourraient y pénétrer lors de la rentrée de la tige

## 2.8 DISTRIBUTEURS

Ils peuvent être de nature et de conception diverses. Leur rôle est, d'assurer la marche dans un sens, l'arrêt, la marche dans l'autre sens du fluide. Ils peuvent être commandés mécaniquement ou par électro-aimant.

exemples de distributeurs (Symboles)

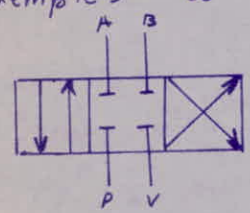


Fig. 15

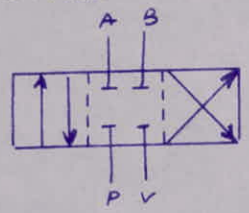


Fig 16

Fig. 15:  
distributeur 3 positions, 4 orifices a centre fermé

Fig. 16.  
distributeur 2 positions, 4 orifices

distributeur a tiroir : Fig 17

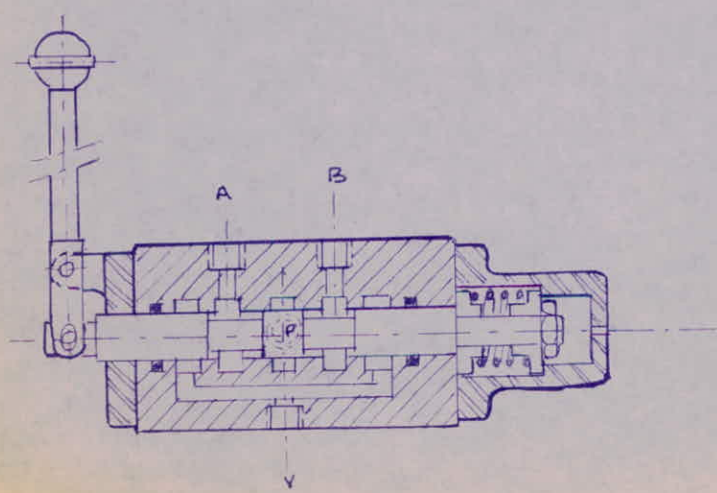


Fig. 17

## 2.9. Moteurs hydrostatiques

Un moteur hydraulique, à l'inverse d'une pompe, convertit l'énergie hydraulique, issue de la pompe, en énergie mécanique. Le débit de fluide à travers le moteur augmente avec la vitesse de celui-ci.

Symbole



Fig. 18

Le prototype le plus simple de moteur hydraulique est le moteur à barillet (voir Fig. 18)

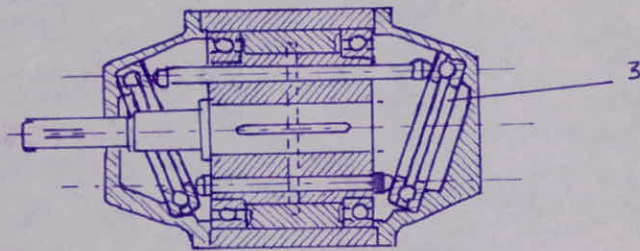


Fig. 18

Leur principe est basé sur le fait qu'en modifiant l'inclinaison des butées (1) à l'aide d'une vis sans fin, le moteur peut tourner en survitesse.

## 2.10 ACCUMULATEURS

Ce sont des organes susceptibles d'emmagasiner un certain volume d'huile dans le but d'accumuler de l'énergie. Leur principe est basé sur le fait qu'ils fournissent l'énergie de "pointe" et mettent en réserve l'énergie non immédiatement consommée.

Ils peuvent aussi suppléer à une panne de génération hydraulique ceci momentanément.

ACCUMULATEUR A MEMBRANE (Fig. 19)

Symbole

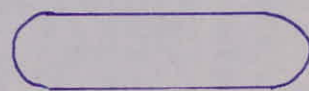
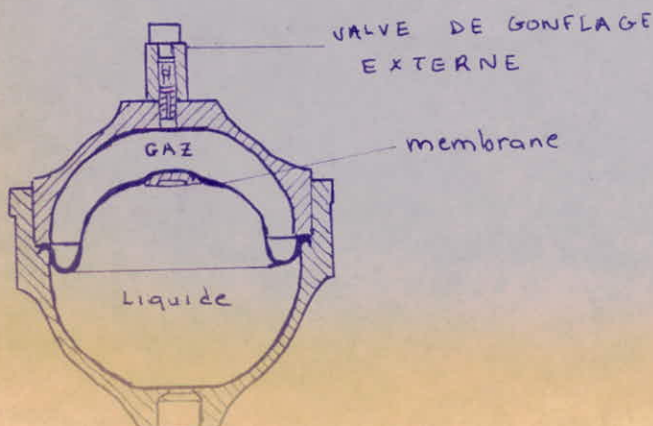


Fig. 19

2.11 : Exemple d'utilisation de certains organes hydraulique dans un circuit

2.11.1 : Commande Electrique de Sortie et entrée de La tige d'un Verin

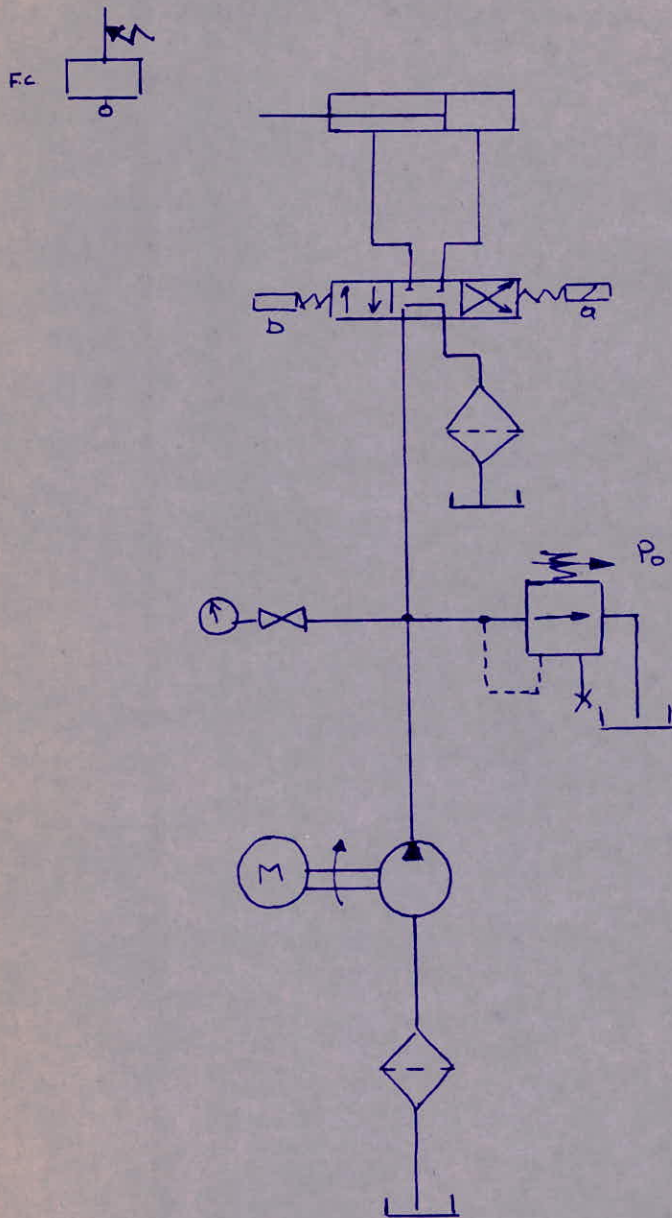


Fig 20

## Fonctionnement (Fig 20)

La sortie de la tige est commandé par l'opérateur par excitation de la bobine a de l'électrodistributeur (on est alors ici en position flèches croisées) de façon à amener le débit de la pompe côté fond du verin. Le côté tige est relié par l'intermédiaire de l'électrodistributeur au réservoir. En fin de course du verin, un contact électrique F.C. desexite a et excite b de manière à amener le distributeur en position flèches parallèles. Le débit de la pompe est alors amené côté tige, le côté fond étant relié au réservoir. Le manomètre placé près de la pompe permet de régler le tarage du limiteur de pression à la valeur  $P_0$ . Il est relié au circuit par un robinet d'isolement.

## 2.12. Conclusion

Après avoir passé en revue ces organes d'asservissement hydraulique, une conclusion s'impose dans le sens où l'utilisation et l'étude de ces différents organes nécessite une source d'alimentation et de pression d'huile ainsi que différents instruments de contrôle tels que manomètres, débitmètres.



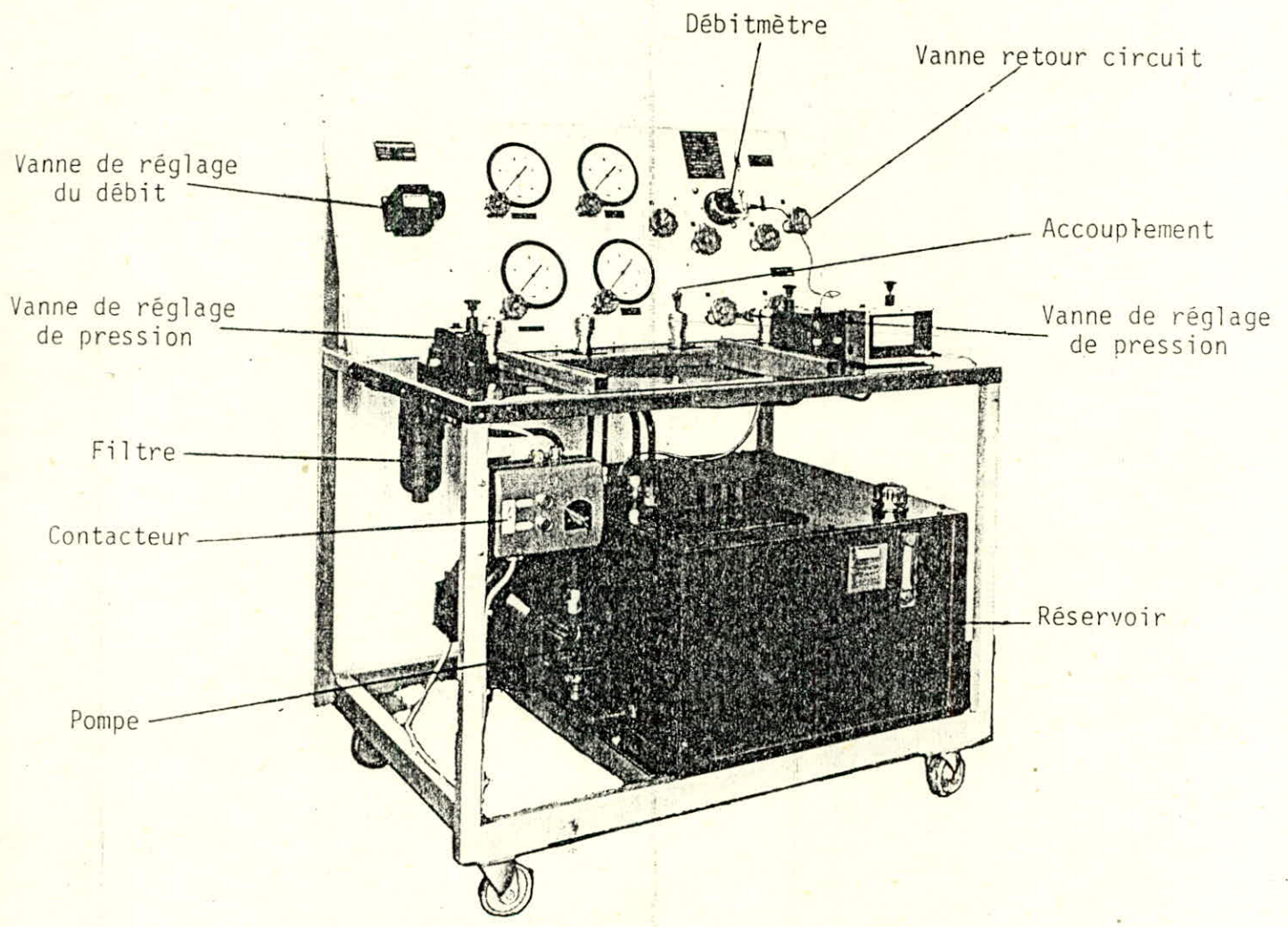


FIG. 1 - VUE DU BANC HYDRAULIQUE

## CHAPITRE 3 : DESCRIPTION DU BANC. D'ESSAIS

### 3.1 Introduction .

Le banc hydraulique étudié a été conçu pour offrir la possibilité d'effectuer des essais sur les appareils utilisés lors de la transmission hydraulique de puissance.

Ce banc, assez compact, réunit pratiquement tout les appareils pour fournir, régler et étudier le fluide hydraulique utilisé dans les différents éléments hydrauliques étudiés. Les pressions d'alimentation et de refoulement peuvent être réglées et mesurées, permettant ainsi l'étude de nombreuses applications, les appareils de mesure sont montés sur le tableau de contrôle du banc et permettent d'effectuer, soit des démonstrations des principes de fonctionnement des éléments hydrauliques, soit des études quantitatives des principaux paramètres de fonctionnement. Les montages expérimentaux se placent sur le plateau supérieur du banc devant le tableau des appareils de mesure afin de pouvoir procéder aux différents réglages tout en observant le déroulement de l'expérience.

### 3.2 Description du banc .

Le schéma du banc hydraulique est donné en Figure 1 on distingue trois parties principales .

1. Le réservoir d'huile, la pompe à engrenage et son moteur électrique d'entraînement
- 2 Le plan de travail du banc hydraulique
- 3 Le tableau des appareils de mesure

Pour décrire le fonctionnement du banc hydraulique, on considérera deux possibilités principales d'alimentation et deux circuits A et B de retour et on indiquera par ailleurs la place de chaque composant hydraulique sur le banc et dans le circuit hydraulique

### 3.2.1 : Reservoir d'huile hydraulique

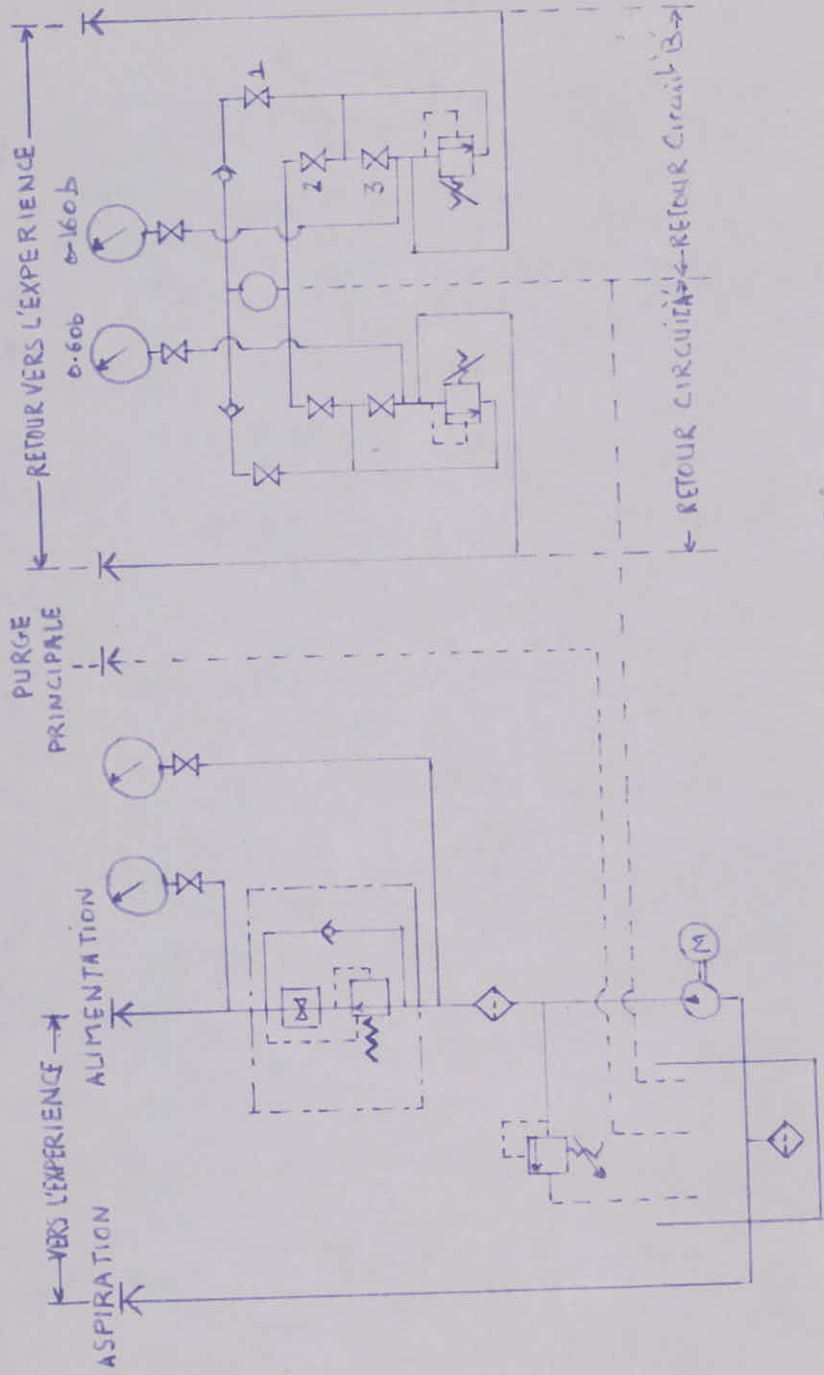
Ce reservoir, monté sous le plan de travail du banc, est conçu pour offrir une grande surface de refroidissement du fluide hydraulique et pour éviter des variations sensibles de températures pendant les essais.

### 3.2.2. Electro. pompe a engrenages

La pompe, d'une puissance de 3 kW a un debit nominal de 16,4 l/mn ; elle est entraînée par un moteur électrique câblé pour une alimentation 380/440 V triphase, 50 Hz. Ce moteur étant commandé par un Contacteur.

### 3.2.3. : Plan de travail du Banc hydraulique.

Ce plan de travail permet le montage des différents dispositifs expérimentaux



FIG

shema du Banc Hydraulique

### 3.2.4. Circuit d'alimentation Haute - pression

Ce circuit est équipé des composants suivants :

#### 3.2.4.1 Soupape de Sécurité (Regulateur de pression)

Cette Soupape, placée sur le côté gauche du plan de travail est montée à la sortie de la pompe dans le circuit hydraulique. Sa représentation symbolique est donnée en Figure 3.1

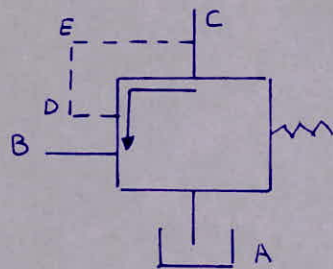


Fig. 3.1

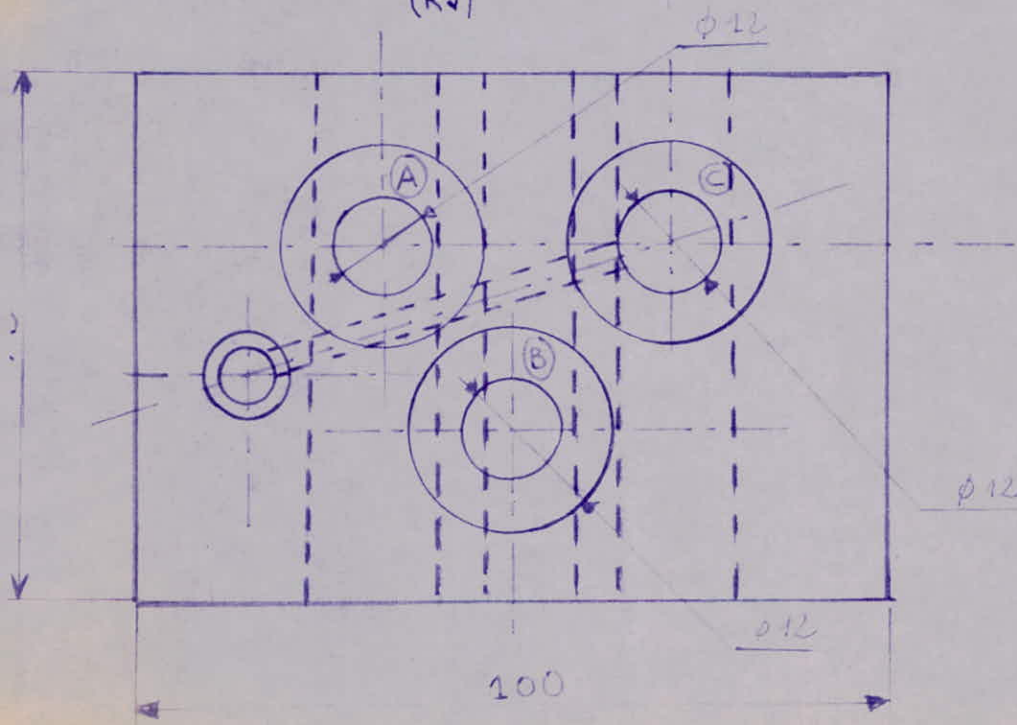
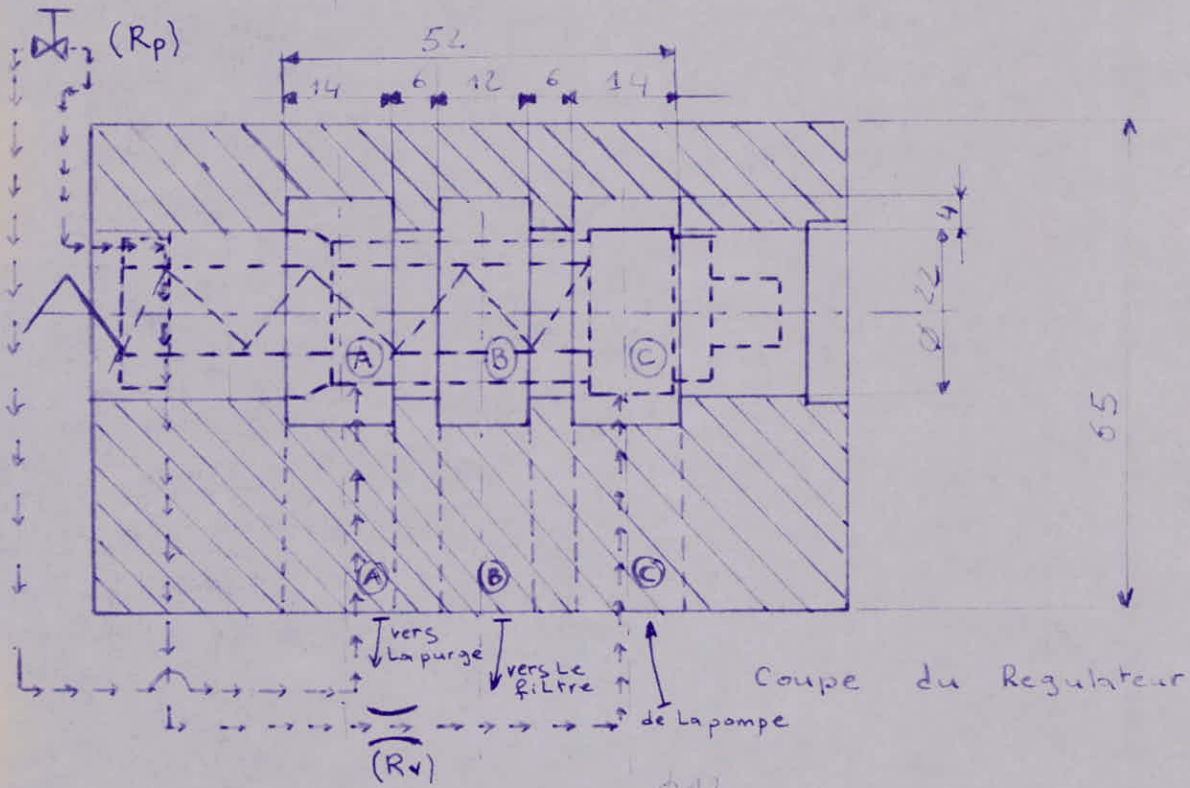
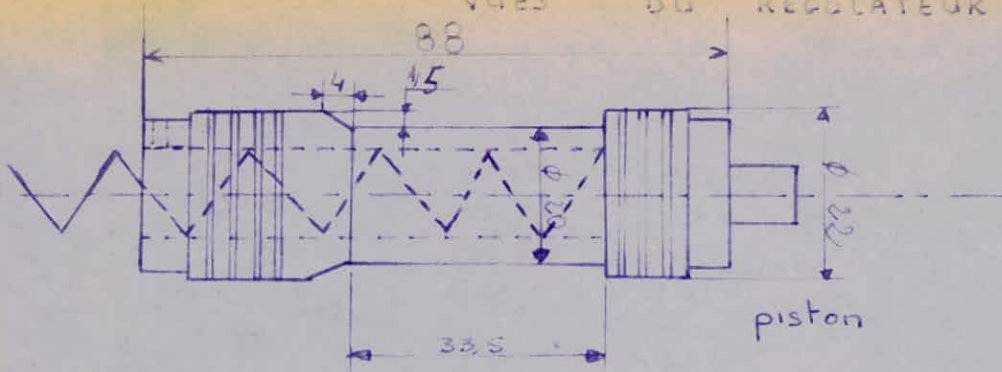
Cette valve permet de limiter la pression maximale dans le circuit d'alimentation, pour protéger la pompe ainsi que les autres composants des surcharges éventuelles. La pression de déclenchement est réglée par le bouton moleté situé sur la face supérieure de la Soupape. Cette pression de déclenchement est continuellement réglable sur la plage 3,4 à 103 bars.

Le fonctionnement de la Soupape de Sécurité se comprend à partir de la représentation symbolique de la figure 3.1. Ce symbole montre la Soupape en position fermée, comme l'indique la position de la flèche. Le fluide hydraulique passe normalement (en ce cas) de C à B. Une pression de commande prélevée en C est appliquée à une valve commandée par un ressort taré. Quand la pression en C, dépasse la valeur pré-réglée, la valve est poussée et son ouverture met en communication la canalisation C avec le réservoir raccordé en A.

La Soupape reste ouverte jusqu'à ce que la pression redevienne inférieure (ou égale) à la valeur pré-réglée.

Pour plus de clarté dans la compréhension du principe de fonctionnement de cette Soupape, une description simplifiée de la construction ainsi que d'éventuelles explications nous ont paru nécessaires.

VUES DU REGULATEUR DE PRESSION (echelle 1)



Vue de dessous du Regulateur

Fig. 3.2



on notera que cette disposition correspond à une cascade hydraulique où  $P_A$ ,  $P_B$ ,  $P_C$  représentent respectivement les pressions dans les rainures reliées aux orifices A, B, C, de la Soupape de Sécurité. on remarquera aussi, d'après la figure 3.2, que l'orifice A étant relié au réservoir, par conséquent la pression (ou surpression) en A est pratiquement nulle. L'orifice B étant relié, par l'intermédiaire de la rainure B et du diamètre central inférieure à l'alesage du corps de la Soupape, à la rainure C, par conséquent les deux pressions  $P_B$  et  $P_C$  sont pratiquement égales, ce même orifice B est relié au filtre alors que l'orifice C est relié à la pompe.

La pression :  $P_{cas}$  représente la pression de la cascade, il est évident, d'après ce schéma que  $P_{cas}$  est une fraction de la différence de pression  $P_B - P_A$  d'où on a :

$P_{cas} = K \cdot (P_B - P_A)$  et comme  $P_A = 0 \Rightarrow P_{cas} = K \cdot P_B$   
avec  $K$ : coefficient de proportionnalité compris entre 0 et 1,  $K$  variant avec le réglage de la résistance à pointe ou  $R_p$ .

$R_p$ : représente la restriction variable due à l'étranglement commandé par la vis mollette. cet étranglement étant du type à pointe.

$R_v$ : représente la restriction due à l'orifice existant entre le branchement (2) de la résistance à pointe et l'orifice C.

Il est à remarquer que  $R_v$  est constante, autrement dit, le réglage de cette résistance a été fait par le constructeur et est de ce fait définitif.

À l'équilibre, on a, si  $F$  est la section du piston, l'équation suivante :

$$P_{cas} + \frac{T}{F} = P_B \quad \text{où } T \text{ est la Tension du ressort.}$$

d'où

$$P_B = \frac{1}{F} \frac{T}{-K+1} \quad (1) \quad \text{car } P_{cas} = K \cdot P_B$$

Equations régissant le fonctionnement de la Soupape de Sécurité

Une équation caractéristique de cette Soupape, du point de vue écoulement nous sera donnée par le raisonnement suivant. On sait que la relation reliant la perte de charge  $\Delta P$ , le débit  $Q$ , la section  $S$ , lors de l'écoulement à travers une restriction est :

$$\Delta P = F \frac{Q}{2} \frac{Q^2}{S^2} \quad (2)$$



avec  $\beta$ : coefficient de debit qui pour notre cas est compris entre 1 et 1,6 (voir M. GUILON, page 13, Fig (c)) on prendra  $\beta = 1,3$

$\rho$ : densité du fluide : pour notre cas  $\rho = 0,9 \text{ g/cm}^3 = 900 \text{ kg/m}^3$   
on s'intéressera à la section  $S$  (voir fig 3.4). car c'est cette forme qui décide du fonctionnement de la Soupape.

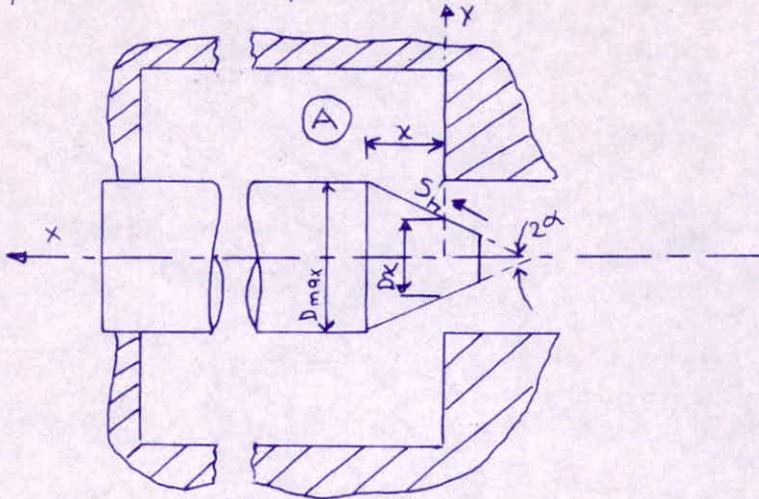


Figure - 3.4

Calcul de  $S$  et Linearisation.

Ce calcul étant approximatif, on pourra considérer que  
 $S = \frac{\pi}{4} (D_{max}^2 - D_x^2) \cos \alpha$ . or on voit que:

$$\frac{\frac{D_{max}^2}{4} - \frac{D_x^2}{4}}{x} = \text{tg} \alpha \Rightarrow D_x = D_{max} - 2x \text{tg} \alpha$$

d'où  $S = K_1 x - K_2 x^2$  où  $K_1 = \pi D_{max} \sin \alpha$  et  $K_2 = \pi \sin \alpha \cdot \text{tg} \alpha$ .

d'autre part on sait que  $\Delta P = \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{S^2} \Rightarrow Q = C_1 \cdot S \sqrt{\Delta P}$  où  $C_1 = \frac{1}{\sqrt{\rho/2}}$

en linearisant la relation entre  $Q$  et  $\Delta P$  autour d'un point de fonctionnement  $x_0$  pour des condition de travail  $\Delta P_0$  (d'où  $Q_0$ ). et en prenant  $x_0 = 0,05 \text{ mm}$  et  $\Delta P_0 = 60 \text{ bars}$  on obtient:

$$dQ = C_1 \left[ (K_1 x_0 - K_2 x_0^2) \frac{1}{2\sqrt{\Delta P_0}} d(\Delta P) + \sqrt{\Delta P_0} (K_1 - 2x_0 K_2) dx \right]$$

$$\boxed{dQ = A d(\Delta P) + B dx} \quad \text{avec } A = C_1 \frac{(K_1 x_0 - K_2 x_0^2)}{2\sqrt{\Delta P_0}} \quad \text{et } B = C_1 \sqrt{\Delta P_0} [K_1 - K_2 x_0^2]$$

(1)

sachant qu'à l'équilibre on a la relation déjà vue :

$$\Delta P = \frac{T}{F(1-K)} \quad \text{et on sait que } T = T_0 + R \cdot dx \Rightarrow \boxed{\Delta P = \frac{T_0 + R dx}{F(1-K)}} \quad (2)$$

et  $\boxed{\Delta P_0 = \frac{T_0}{F(1-K)}} \quad (3)$  : d'où (2) - (3) nous donne, en posant:  
 $\Delta P - \Delta P_0 = d(\Delta P)$  et  $C = \frac{F(1-K)}{R} = \frac{T_0}{R \cdot \Delta P_0}$

$dx = C d(\Delta P)$  (4) et la combinaison de l'équation (1) avec (4)  $\Rightarrow$

$dQ = D d(\Delta P)$  avec  $D = A + Bx$  donc que  $d(\Delta P) = K_0 d(Q)$  (5)

avec  $K_0 = \frac{1}{D}$

Application numérique (calcul des coefficients)

d'après les mesures faites sur les dimensions de la Soupape ainsi que sur le tarage du ressort (voir à cet effet le graphique) on trouve comme valeurs pour les coefficients introduits, les valeurs qui suivent, d'après les données suivantes

$$D_{\max} = 22 \text{ mm}, \quad \text{tg } \alpha = \frac{1,5}{4} = 0,375 \Rightarrow K_1 = 0,024 \text{ m} \quad K_2 = 0,41$$
$$F = 1,3, \quad P = 900 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow C_1 = 0,04 \text{ u.s.I}$$

$$K_1 = 0,024 \text{ m}, \quad K_2 = 0,41, \quad x_0 = 0,05 \text{ mm}, \quad C_1 = 0,04 \text{ u.s.I} \Rightarrow$$

$$A = -5 \cdot 10^{-9} \text{ u.s.I} \quad B = 1,8 \cdot \text{u.s.I}$$
$$R = 3 \text{ N/mm} \quad \Delta P_0 = 60 \text{ bars}, \quad T_0 = 69 \text{ N} \Rightarrow C = 3,8 \cdot 10^{-9} \text{ u.s.I}$$

d'où :

$$D = 1,8 \cdot 10^{-9} \text{ u.s.I} \quad \text{d'où } K = 5,5 \cdot 10^8 \text{ u.s.I.}$$

autrement dit :  
après conversion :

$$K = 0,1 \text{ bar/L/mn.}$$

et sachant que  $\Delta P$  est la différence de pression  $P_A - P_B$  et que  $P_A \approx 0 \Rightarrow \Delta P = P_B$  autrement dit :  $\Delta P$  est la pression contrôlée :  $P_c$  d'où la relation reliant la pression contrôlée au débit est :

$$d(P_{\text{contr}}) = K_0 d(Q) \quad \text{avec } K_0 \approx 0,1 \text{ bar/L/mn}$$

- on remarquera que le débit  $Q$  utilisé tout au long de ce raisonnement est le débit de la purge :  $Q_{\text{purge}}$  alors que les essais font intervenir le débit traversant le circuit,  $Q_{\text{utilisé}}$ , mais sachant que la pompe délivre un débit (pratiquement) constant  $Q_{\text{pompe}}$ , ces trois débits seront liés par la relation suivantes :

$$Q_{\text{pompe}} = Q_{\text{purge}} + Q_{\text{utilisé}} \Rightarrow Q_{\text{utilisé}} = Q_{\text{pompe}} - Q_{\text{purge}}$$

donc :

$$d(Q_{\text{utilisé}}) = -d(Q_{\text{purge}}) \quad (\text{car } Q_{\text{pompe}} = \text{cte})$$

résultat qui traduit le fait que l'on prévoit donc lors de l'étude de la caractéristique  $P_{\text{contr}} = f(Q_{\text{utilisé}})$  que la pente de la courbe sera (normalement) conservée en valeur absolue mais inversée. c'est à dire négative

- Alors que pour les valeurs de régulation de pression, le débit  $Q$  intervenant dans l'équation est le débit utilisé

Schema fonctionnel, simplifié de la soupape de sécurité (Figure 3.5)

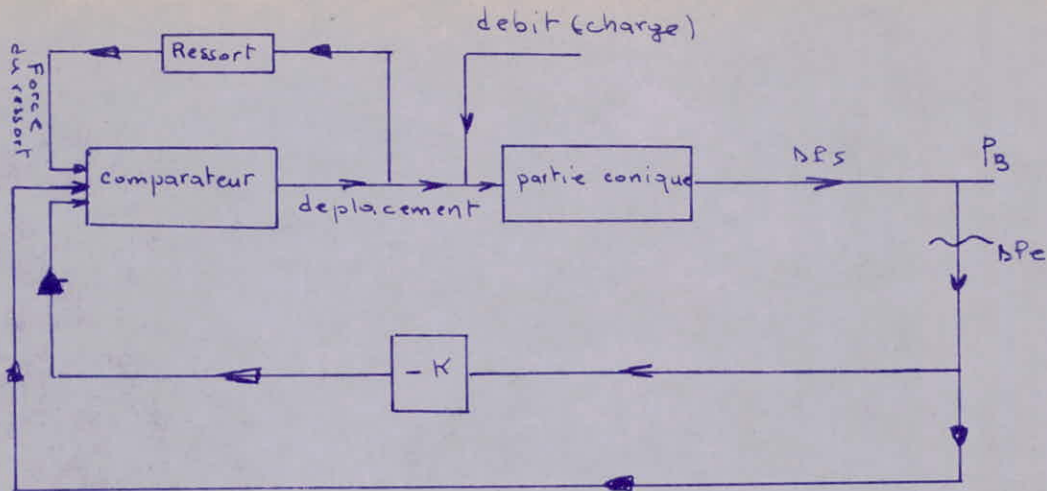


Fig. 3.5.

Comportement de la Soupape de Sécurité en fonction de la pente du cône (voir Fig. 3.4)

C'est de la course totale que dépendra le gain de cette Soupape, suivant que ce déplacement est plus ou moins grand, donc que l'angle varie dans le sens inverse (car  $\alpha \uparrow \Rightarrow x \downarrow$ ) donc que la pente du cône est plus ou moins grande. (pour  $D_{max}$  et  $D_{min}$  constants)

Une situation favorable serait la situation où la pente serait telle qu'il faudrait un très petit déplacement pour atteindre une nouvelle position d'équilibre, dans ce cas le gain sera maximum mais le régime peut être instable donc sujet au phénomène de "pompage" car il est connu que dans une boucle fermée de régulation, le dilemme précision-stabilité veut que si le gain augmente, donc la précision, on s'approche de la limite d'instabilité, autrement dit c'est la pente qui décide en grande partie de la stabilité ou non donc du gain de la Soupape de Sécurité.

On notera que pour mesurer ce gain, on coupera la boucle (Fig. 3.5) juste à la sortie de la chaîne de retour commune, on introduit une perturbation de  $P_B$ , autrement dit  $\Delta P_B \text{ entré}$  et on mesure la variation correspondante  $\Delta P_B \text{ sortie}$ , ainsi le gain  $G$  sera défini par

$$G = \frac{\Delta P_B \text{ sortie}}{\Delta P_B \text{ entré}}$$

pour terminer avec la partie régulatrice de cette Soupape on notera que l'instabilité sera caractérisée par le fait que pour une petite variation de  $P_B$  causera, à cause du gain élevé et par l'intermédiaire de la chaîne de retour, une assez grande variation du déplacement qui entraînera une variation de  $P_B$  dans le même sens, ce qui est nuisible quand au bon fonctionnement de la Soupape

### 3.2.4.2 Filtre

Ce filtre est placé sur le plan de travail du banc. Il est monté après la Soupape de Sécurité dans le circuit hydraulique. Il est représenté en figure 3.7. Le fluide d'alimentation passe à travers ce filtre, prévu pour arrêter les particules fines. Son pouvoir filtrant est de 25 $\mu$ .

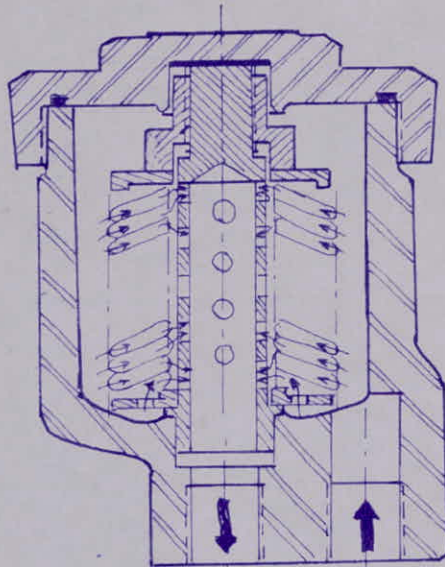


Fig. 3.7

### 3.2.4.3 : Regulateur a debit variable

Ce Regulateur est placé sur le côté gauche du tableau des appareils de mesure. Dans le circuit hydraulique, il est monté après le filtre. Le Diagramme Symbolique de ce regulateur est donné en figure 3.8

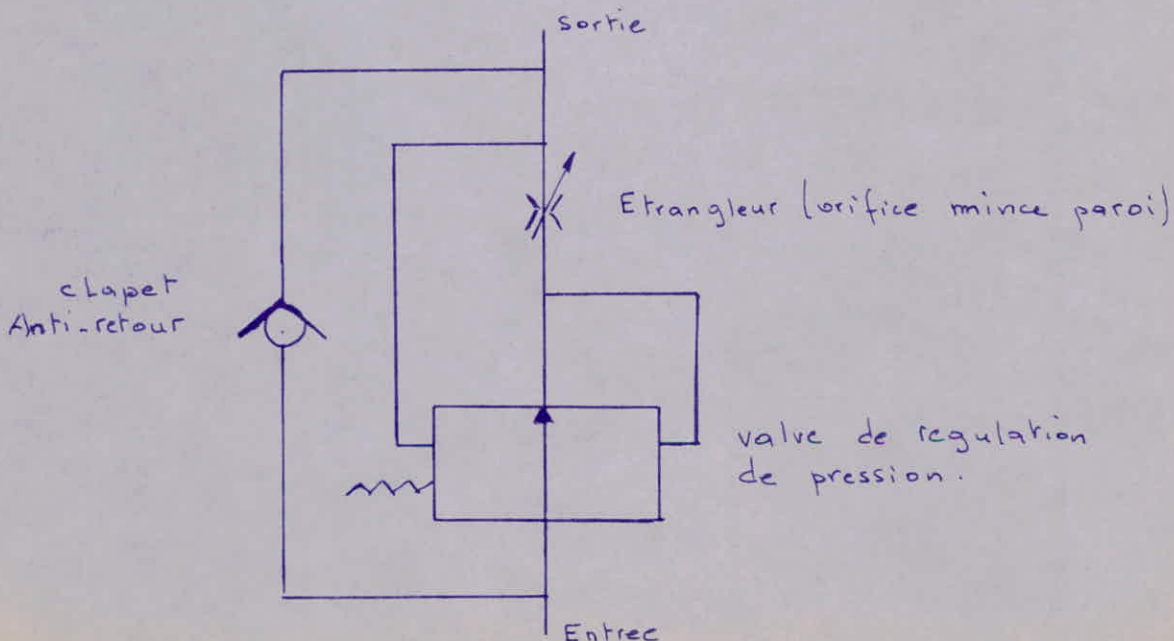


Fig. 3.8

Ce Régulateur permet de régler de façon très précise le débit du fluide hydraulique. Ce Régulateur est constitué d'un étrangleur et d'une valve de régulation de pression. La variation de débit s'effectue grâce à un système vis-croû agissant sur l'étrangleur. La position de la vis repérée sur un cadran indique le réglage de débit effectué.

Le débit est continuellement réglable sur la plage 50 à 16400 cm<sup>3</sup>/min. La valve de régulation de pression est du type à clapet et compense automatiquement toute variation de pression dans le circuit hydraulique afin que la perte de charge dans l'étrangleur reste constante. De ce fait quelle que soit la variation de pression en amont ou en aval du régulateur, le débit de fluide reste sensiblement constant. Ces variations de pression peuvent provenir, par exemple, des variations de charge sur les récepteurs hydrauliques.

Le Clapet Anti-retour intégré au régulateur de débit permet au fluide hydraulique de revenir en sens inverse du circuit principal. L'avantage de cette disposition apparaît si l'on considère une très grande augmentation de pression en aval du régulateur entraîne l'ouverture du clapet. De ce fait le régulateur est pour ainsi dire "shunté" et la Soupape de Sécurité, montée sur ce circuit est déclenchée par cette augmentation de pression et retourne le fluide hydraulique au réservoir. Sans ce clapet anti-retour incorporé, des augmentations de pression en aval du régulateur pourraient provoquer des dégâts importants dans l'installation hydraulique.

Pour plus de clarté dans la compréhension du principe de fonctionnement de ce régulateur de débit, une description de la construction ainsi que d'éventuelles explications ont été jugées nécessaires.

Pour cela, le dessin représentant ce régulateur de débit, les éléments le composant ainsi que les conduites du fluide sont proposées en figure 3.9. (page ci-après)

Mis à part le principe de fonctionnement déjà décrit précédemment, on notera une caractéristique de ce régulateur de débit concernant le type d'orifice de l'étranglement.

L'orifice de l'étrangleur du régulateur de débit est du type "orifice à paroi mince".

On conçoit un étrangleur du type orifice en mince paroi pour que les variations de viscosités dues au changement de température de l'huile n'aient qu'une très faible influence sur le réglage du débit, autrement dit, ceci nous garantit un écoulement pratiquement indépendant de la viscosité.

un orifice mince paroi est considéré comme tel s'il satisfait à la condition  $e \leq 0,22 D$ .

où  $e$  est l'épaisseur de la paroi et  
 $D$  est le diamètre d'écoulement du fluide.

Régulateur a débit variable

Entrée

valve de Regul.  
de pression

réglage  
du débit

Clapet  
Anti-retour

Sortie

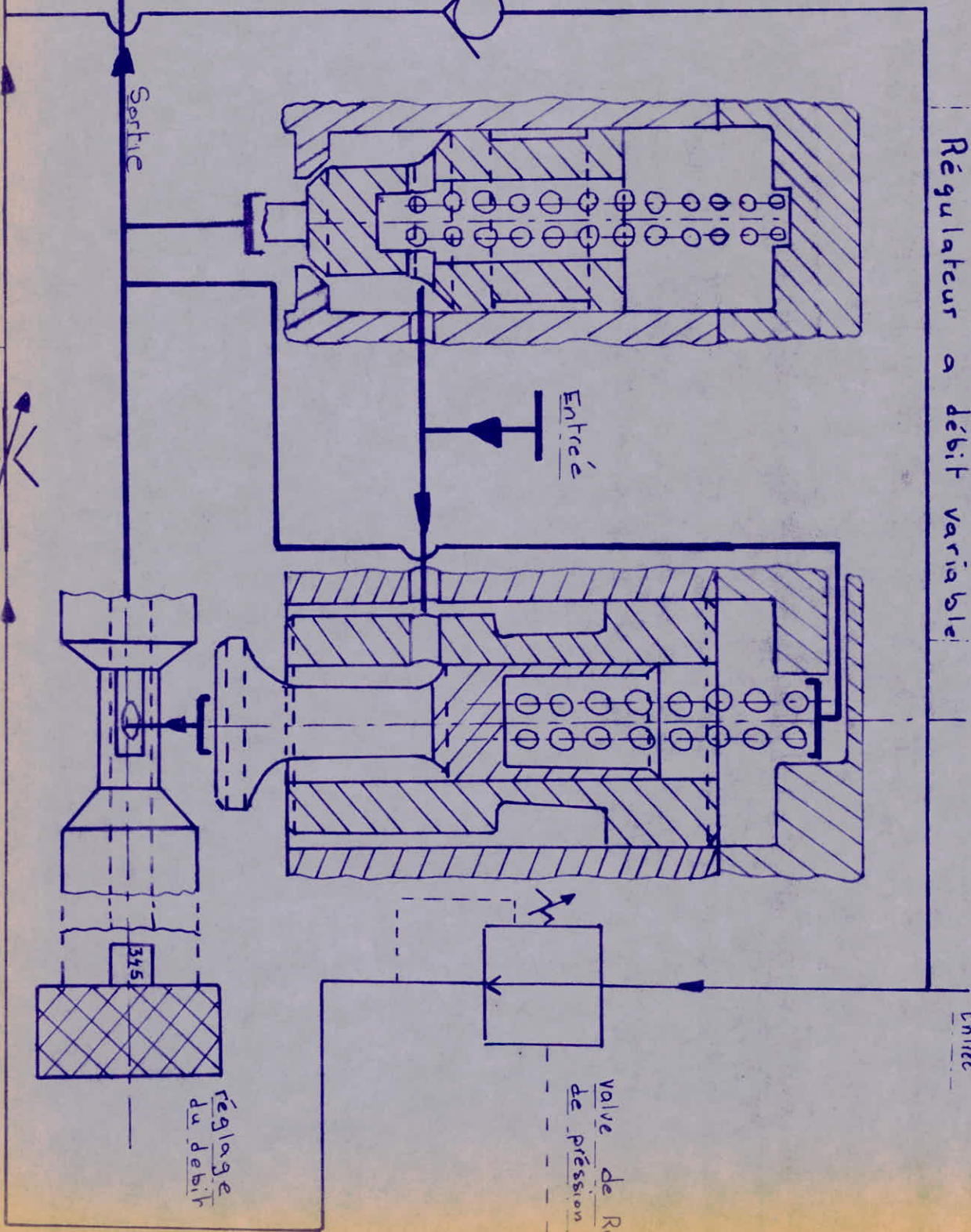
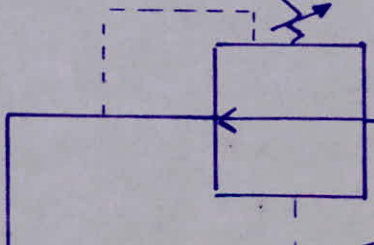
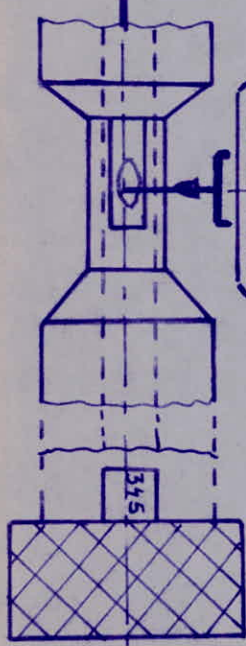
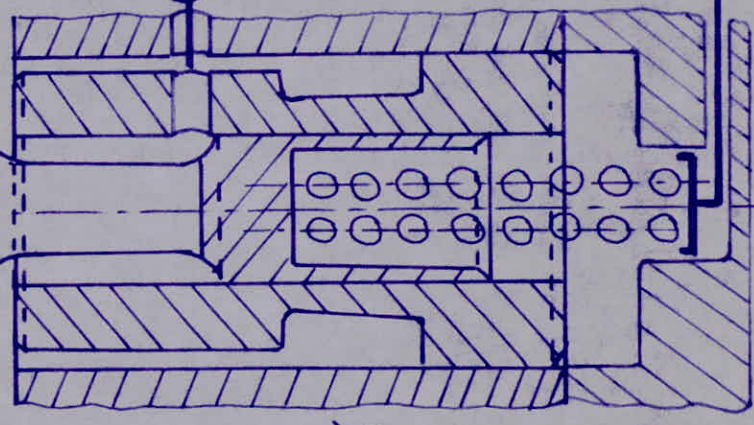
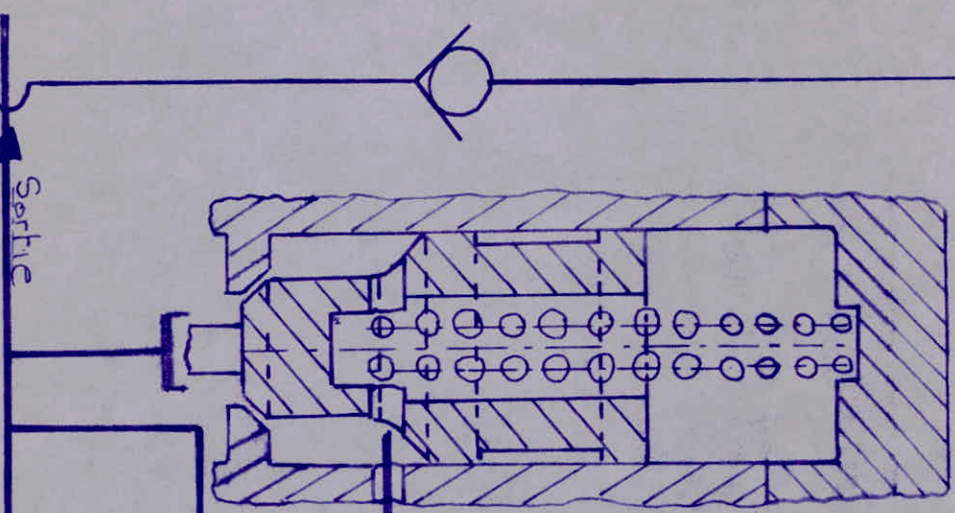
Sortie

Entrée

Sortie

Fig. 39

étrangleur (orifice mince paroi)



Pour ce qui est de notre étranglement, il n'est pas du type circulaire, mais l'orifice a été exécuté sur la conduite de telle sorte que la paroi est très mince vis à vis du diamètre.

On peut, d'après Les Abaques (R. AFFOUARD : page 36 : Fig 104) déterminer le débit approximatif franchissant un orifice mince paroi sous une pression déterminée avec une estimation de l'ordre de 5%.

La relation entre le débit traversant l'orifice est la chute de pression entre l'Amont et l'Aval est :

$$Q = 90 C.S. \sqrt{\Delta P} \quad \text{ou}$$

Q: débit en l/min  
S: Section en cm<sup>2</sup>

$\Delta P$ : chute de pression en bar  
C: coefficient = 0,65 - 1,5

Explications concernant :

- 1) Comportement en général du régulateur de débit.
- 2) Schéma fonctionnel simplifié.
- 3) Comportement en boucle de régulation du régulateur.

1) Pour ce qui est du comportement, en général, de ce régulateur de débit et outre les explications, déjà données, lors de l'énoncé de son principe de fonctionnement, on ajoutera le raisonnement suivant.

- On sait qu'à la sortie de ce régulateur de débit qu'on a un récepteur. Si la résistance,  $R_c$ , de ce récepteur est diminuée (ex: ouverture du passage de débit,  $Q$ , à travers  $R_c$ , plus grande), ceci entraîne une augmentation de débit à la sortie du régulateur. Cette augmentation de débit entraînera, par conséquent, une augmentation de  $\Delta P$  par rapport à la valeur précédant cette ouverture, et sachant que la pression en amont de l'étranglement est supérieure à celle en son aval, une force va agir vers le haut du piston de la valve de régulation de pression, ce qui aura pour conséquence de fermer plus ou moins le passage, donc de diminuer le débit jusqu'à avoir une valeur de  $\Delta P$  égale à celle du tarage du ressort. Dans le cas contraire, si  $R_c$  augmente (ex: fermeture du passage à travers  $R_c$ ) ceci entraîne une diminution de débit  $Q$ , à la sortie de ce régulateur, ce qui entraînera une diminution de  $\Delta P$  par rapport à la valeur précédant l'augmentation de  $R_c$ , ce qui, par conséquent, mettra le piston dans une position telle qu'on a l'ouverture du passage à travers la valve, ouverture qui sera maintenue et qui permettra le passage d'un débit plus grand jusqu'à l'obtention de l'équilibre. On notera en passant que la résistance  $R_c$  du récepteur varie en sens inverse à la résistance de la valve.

2) Pour ce qui est du schéma fonctionnel simplifié de ce régulateur de débit, il est à remarquer que, de par sa construction, ce schéma est représenté en fig 3.10

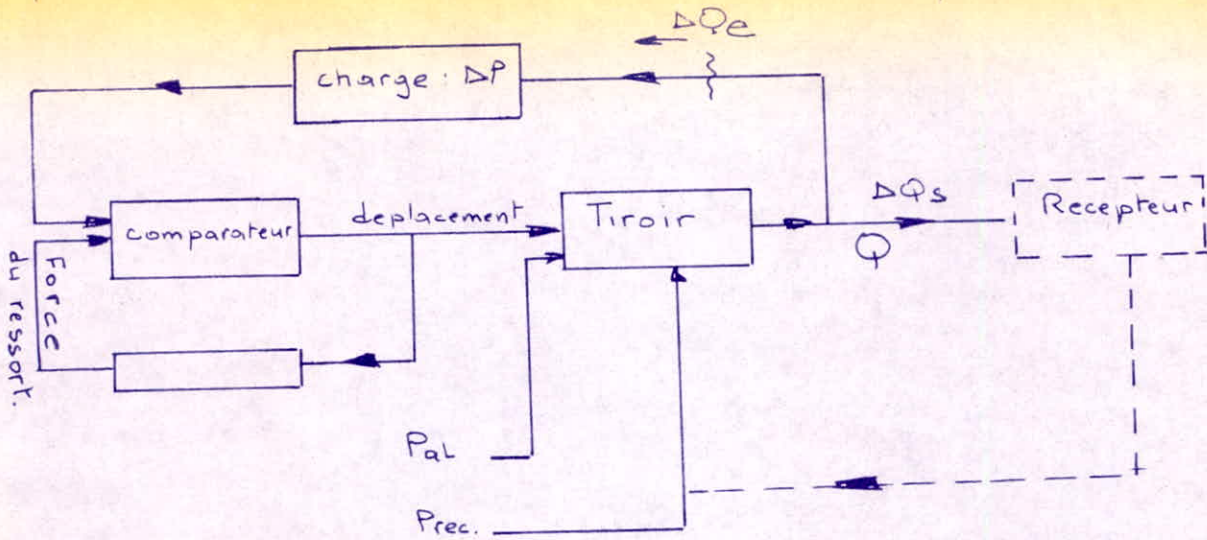


Fig. 3.10

3) Pour ce qui est du comportement en boucle de régulation de ce régulateur de débit, on peut définir son gain statique comme étant le rapport :  $G = \frac{\Delta\phi_e}{\Delta\phi_s}$

Pour mesurer ce gain, on procède ainsi : on coupe la boucle entre  $\Delta P$  et  $\phi$  (voir Fig. 3.10) et on introduit une variation de débit  $\Delta\phi_e$  par l'intermédiaire d'un générateur de débit. Ce qui correspond pratiquement à couper la conduite reliant l'aval de la valve de régulation à l'amont de l'étrangleur, de générer ce  $\Delta\phi_e$  par l'amont de l'étrangleur, cette génération de  $\Delta\phi_e$  entraînera la génération de  $\Delta\phi_s$  par l'intermédiaire de l'ouverture de la valve et ainsi  $G$  sera tel que :

$$G = \frac{\Delta\phi_e}{\Delta\phi_s}$$

Equations Caractéristiques de Ce Régulateur de débit

On s'intéressera à l'écoulement :

- 1) A travers l'orifice (mince paroi)
- 2) dans le tiroir.

1) Pour le débit à travers l'orifice, il nous est donné par la relation déjà vue : (R. Affouard. page 37)

$$Q = 90 \text{ C.S. } \sqrt{\Delta P}$$



2) Dans le tiroir on s'intéressera à l'écoulement à travers la section représentée sur la figure 3.11

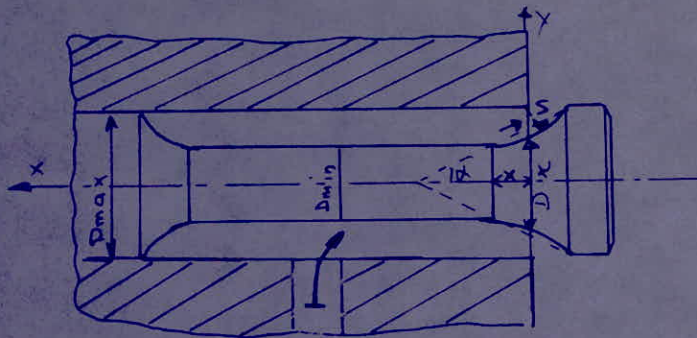


Figure 3.11

Tout les calculs qui suivent étant approximatifs, on peut faire l'approximation que la surface arrondie en pente peut être approximée par une surface tronconique telle que celle de la Soupape de Sécurité d'où les considérations géométriques suivantes

$$Dx = 2x \operatorname{tg} \alpha + D_{\min} \quad \text{et} \quad S = \frac{\pi}{4} (D_{\max}^2 - Dx^2) \cos \alpha$$

d'où  $S = K_1 - K_2 x^2 - K_3 x$  où

$$K_1 = \frac{\pi}{4} (D_{\max}^2 - D_{\min}^2) \cos \alpha, \quad K_2 = \pi \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha, \quad K_3 = \pi D_{\min} \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha$$

sachant que  $Q = C_0 C_s \sqrt{DP}$  où  $C = 0,65 \pm 1,5$

avec  $Q$  exprimé en l/min  $DP$  en bars et  $S$  en  $\text{cm}^2$

on prendra  $C \approx 0,7$  et on posera  $C_0 C = C_1 \Rightarrow$

$$Q = C_1 S \sqrt{DP}$$

$$\text{donc } Q = C_1 [K_1 - K_2 x^2 - K_3 x] \sqrt{DP}$$

expression qui, une fois linéarisée autour d'un point de fonctionnement  $x_0$  (on prendra  $x_0 = 4 \text{ mm}$ ) avec  $DP_0$  correspondant à ce point de fonctionnement ( $DP_0 = 40 \text{ b}$ )

l'expression linéarisée nous donne:

$$\boxed{dQ = A d(DP) + B dx} \quad (1)$$

$$\text{où } A = \left[ C_1 (K_1 - K_2 x^2 - K_3 x) \frac{1}{2\sqrt{DP}} \right]_{\substack{x=4 \text{ mm} \\ DP=40 \text{ b}}} \quad \text{et} \quad B = C_1 \sqrt{DP} \left[ -2K_2 x - K_3 \right]_{\substack{x=4 \text{ mm} \\ DP=40 \text{ b}}}$$

en posant,  $F$ , la section sur laquelle s'appuie le ressort de cette valve de régulation de pression et  $T$  la tension de ce ressort on a à l'équilibre:

$$F \cdot (DP_0 + d(DP)) = T_0 + R dx \quad \text{et}$$

$$F \cdot DP_0 = T_0$$

où  $T_0 \rightarrow x_0$  et  $R$ : raideur du ressort

$$\text{d'où } F d(DP) = R dx \quad \Rightarrow \quad dx = \frac{F}{R} d(DP)$$

$$\text{on posera } \frac{F}{R} = C \Rightarrow \boxed{dx = C d(DP)} \quad (2)$$

en combinant les équations (1) et (2) on obtient l'équation finale.

$$dQ = A d(DP) + BC d(DP) \Rightarrow dQ = (A+BC) d(DP)$$

où bien en posant  $A+BC = K \Rightarrow$

$$\boxed{dQ = K d(DP)} \quad (3)$$

Application numérique:

Les mesures faites sur cette valve ainsi que le tarage de son ressort nous donnent les valeurs suivantes:

$$D_{\max} = 9,5 \text{ mm} \quad D_{\min} = 6 \text{ mm} \quad \tan \alpha = \frac{15}{32} \quad \cos \alpha = 0,9 \Rightarrow$$

$$K_1 = 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ U.S.I.} \quad K_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ U.S.I.} \quad K_3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ U.S.I.}$$

$$K_1, K_2, K_3, \quad x = 4 \text{ mm}, \quad DP = 406 \Rightarrow A = 9 \cdot 10^{-11} \text{ U.S.I.} \quad B = 0,33 \text{ U.S.I.}$$

$$F = 7,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2, \quad R = 0,9 \text{ N/mm} \Rightarrow C = 8 \cdot 10^{-3} \text{ U.S.I.}$$

$$A = 9 \cdot 10^{-11} \text{ U.S.I.}, \quad B = 0,33, \quad C = 8 \cdot 10^{-3} \text{ U.S.I.} \Rightarrow$$

$$K = 2,6 \cdot 10^{-8} \text{ U.S.I.}$$

$$\text{autrement dit } \boxed{K = 1,53 \cdot 10^2 \text{ L/mm/bars}}$$

donc après toutes ces approximations faites, nous essaierons lors de l'étude du régulateur de Débit de vérifier cette loi.

### 3.2.4.4. Manomètres

Les manomètres sont montés sur le tableau des appareils de mesure. Deux manomètres sont montés sur le circuit d'alimentation, en amont et en aval du régulateur à débit variable et indiquent les pressions d'entrée et de sortie de cet appareil. La pression de sortie du régulateur est en fait la pression d'alimentation des différents montages expérimentaux à étudier. Deux valves à aiguilles, montées sous les manomètres, sur le tableau des appareils de mesure permettent d'ouvrir et de fermer les canalisations reliant les manomètres au circuit principal. Ces canalisations sont des tubes capillaires enroulés en serpentín pour augmenter l'amortissement, afin de protéger les manomètres des vibrations du circuit principal. (voir Fig. 3.12)

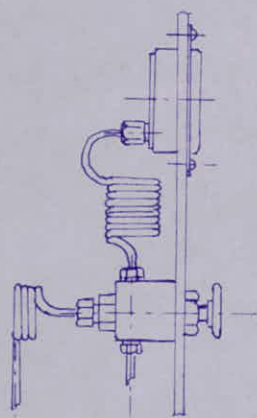


Fig. 3.12

### 3.2.5. Circuit de Refoulement A et B.

Ces deux circuits sont de conception identique et sont disposés après le montage expérimental étudié. Un débitmètre commun peut-être relié à l'un ou à l'autre de ces deux circuits. Ces deux circuits ont une conduite commune de retour au réservoir du banc hydraulique.

Ils permettent quatre possibilités différentes de retour du fluide hydraulique après son utilisation dans le montage expérimental.

- 1) Retour à pression de refoulement réglable sans mesure de débit (Fig. 3.13)
- 2) Retour libre sans mesure de débit (Fig. 3.14)
- 3) Retour libre avec mesure de débit (Fig. 3.15)
- 4) Retour à pression de refoulement réglable avec mesure de débit (Fig. 3.16)

Ces quatre possibilités sont obtenues en manœuvrant les valves à aiguilles  $A_1, A_2, A_3$  ou  $B_1, B_2, B_3$  comme indiqué sur les schémas 3.13, 3.14, 3.15, 3.16.

Ces valves sont montées sur le tableau des appareils de mesure.

PRESSION DE RETOUR REGLABLE SANS MESURE DU DEBIT

VALVES: 1 FERMEE  
2 OUVERTE  
3 FERMEE

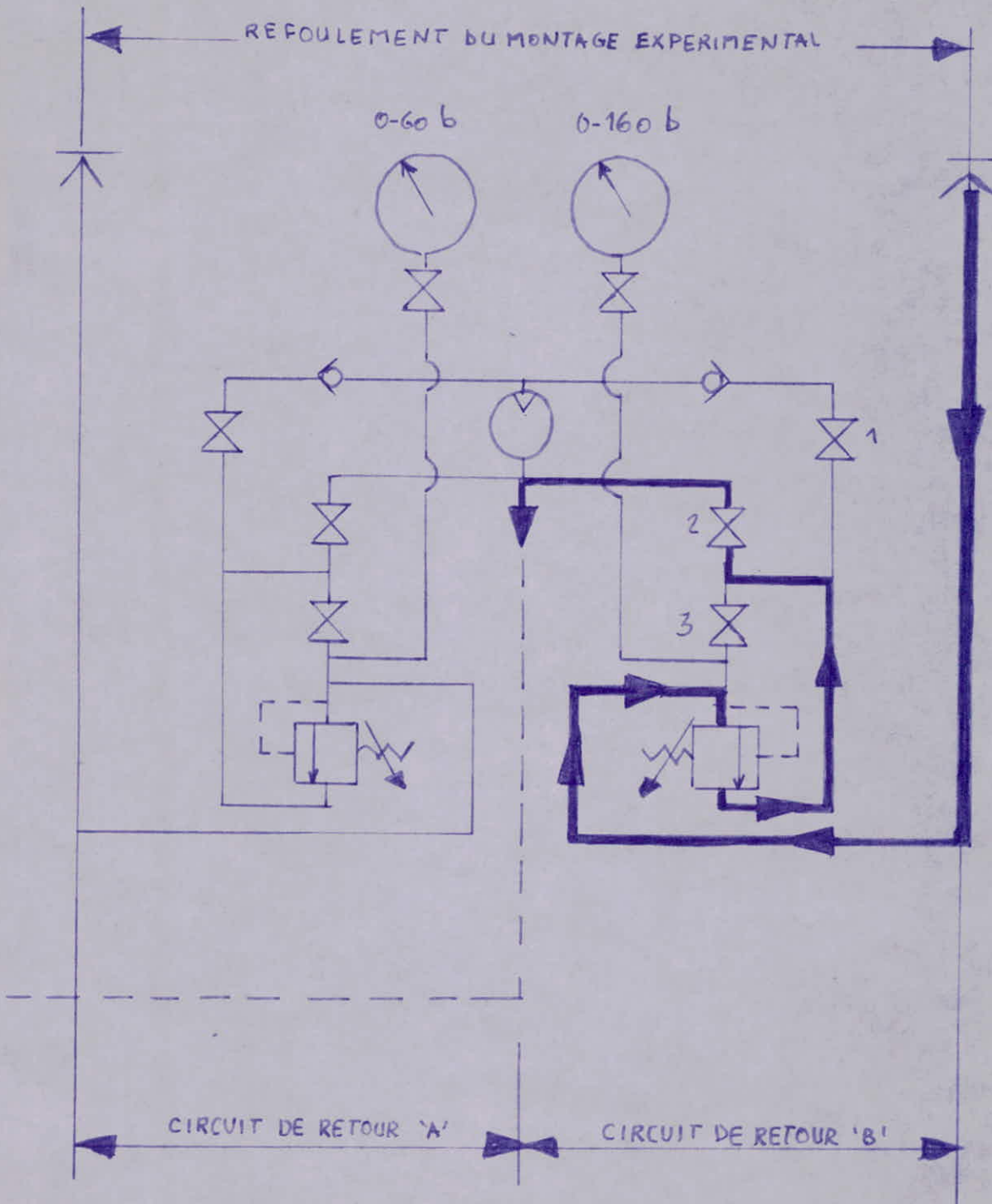


FIG 3.13

RETOUR LIBRE SANS MESURE DU DEBIT

VALVE : 1 FERMEE  
 2 OUVERTE  
 3 OUVERTE

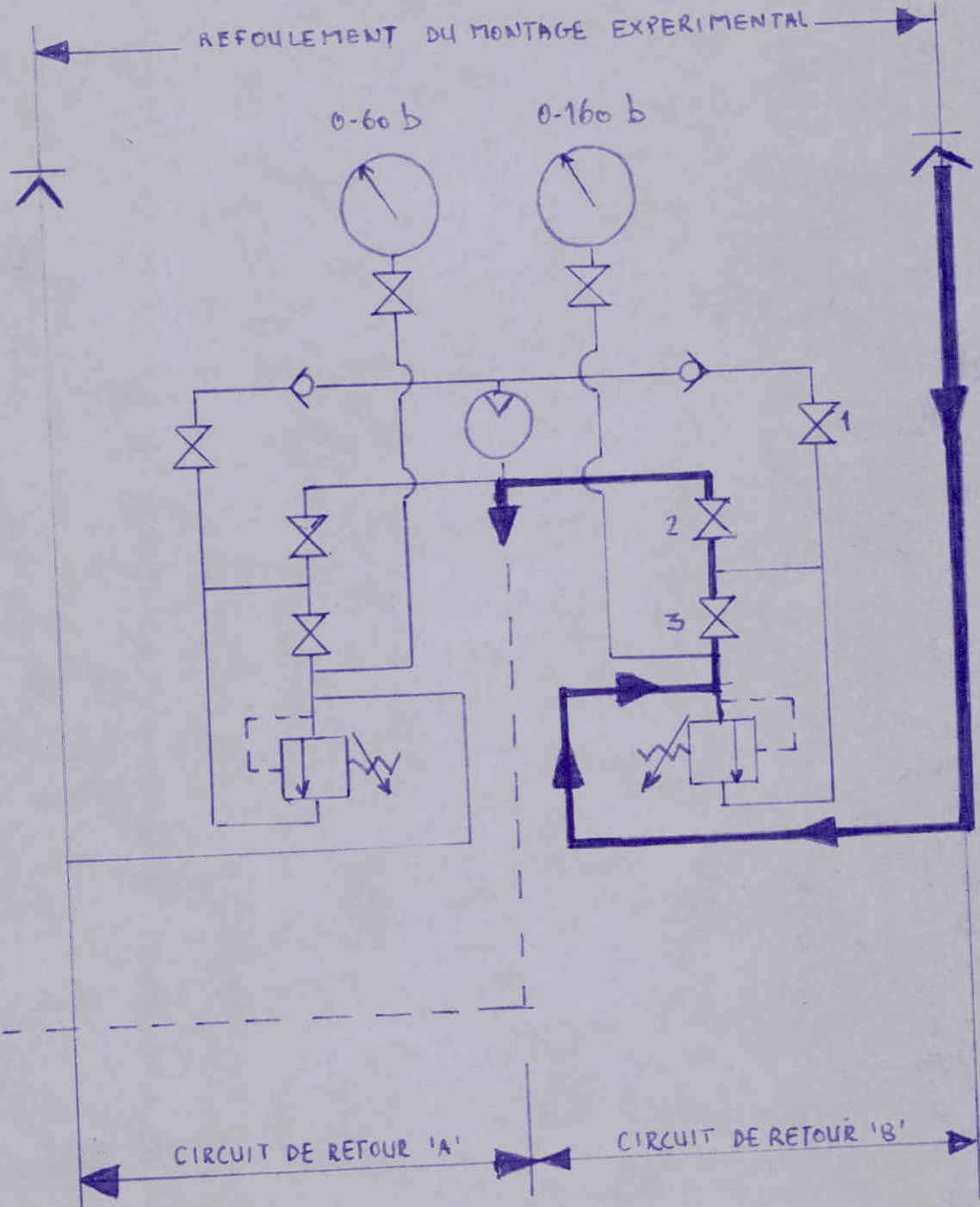


FIG. 3.14

RETOUR LIBRE AVEC MESURE DE DEBIT

VALVES : 1 OUVERTE  
2 FERMEE  
3 OUVERTE

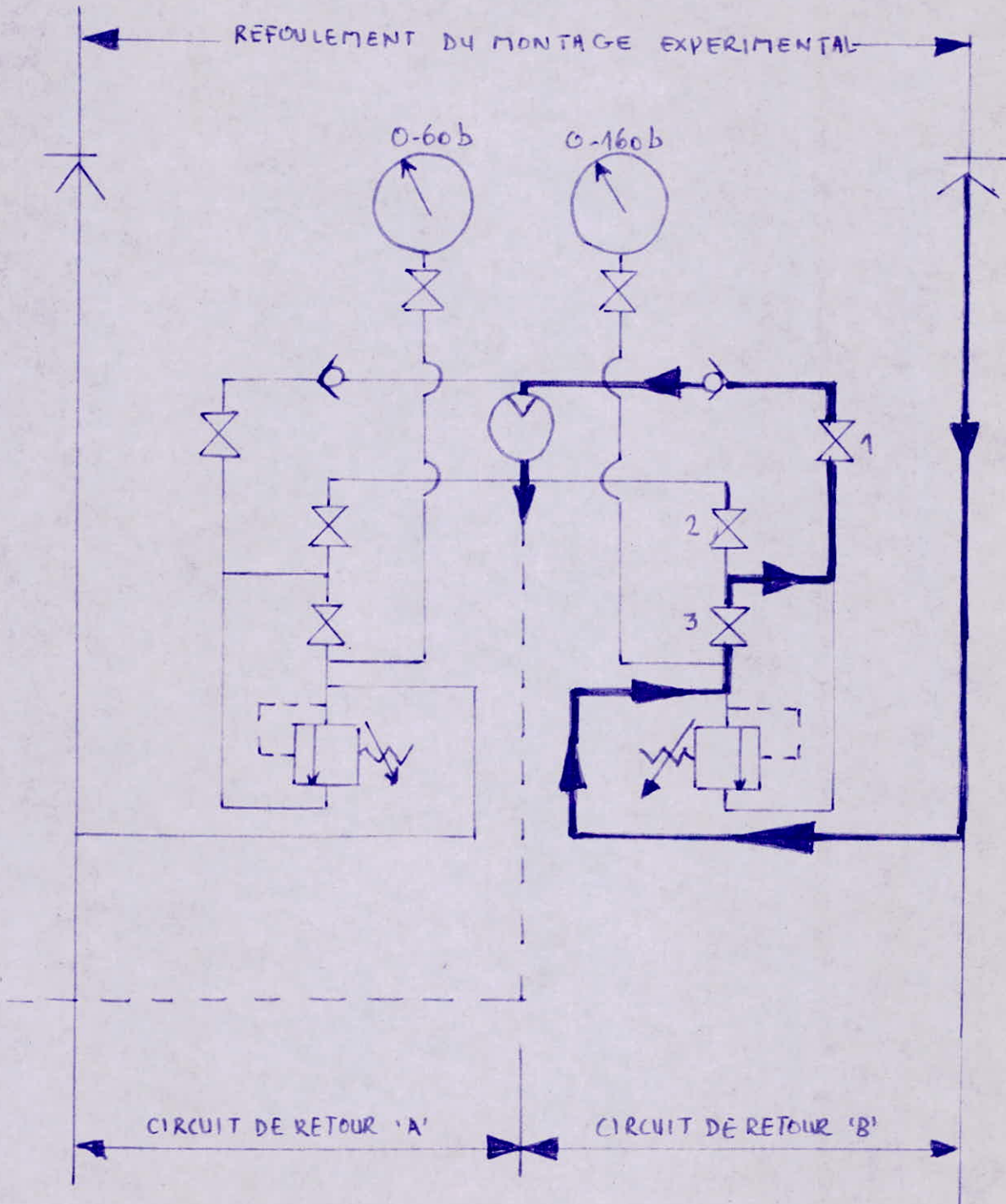


FIG 3.15

PRESSION DE RETOUR REGLABLE AVEC MESURE DU DEBIT

VALVES : 1 OUVERTE  
2 FERMEE  
3 FERMEE

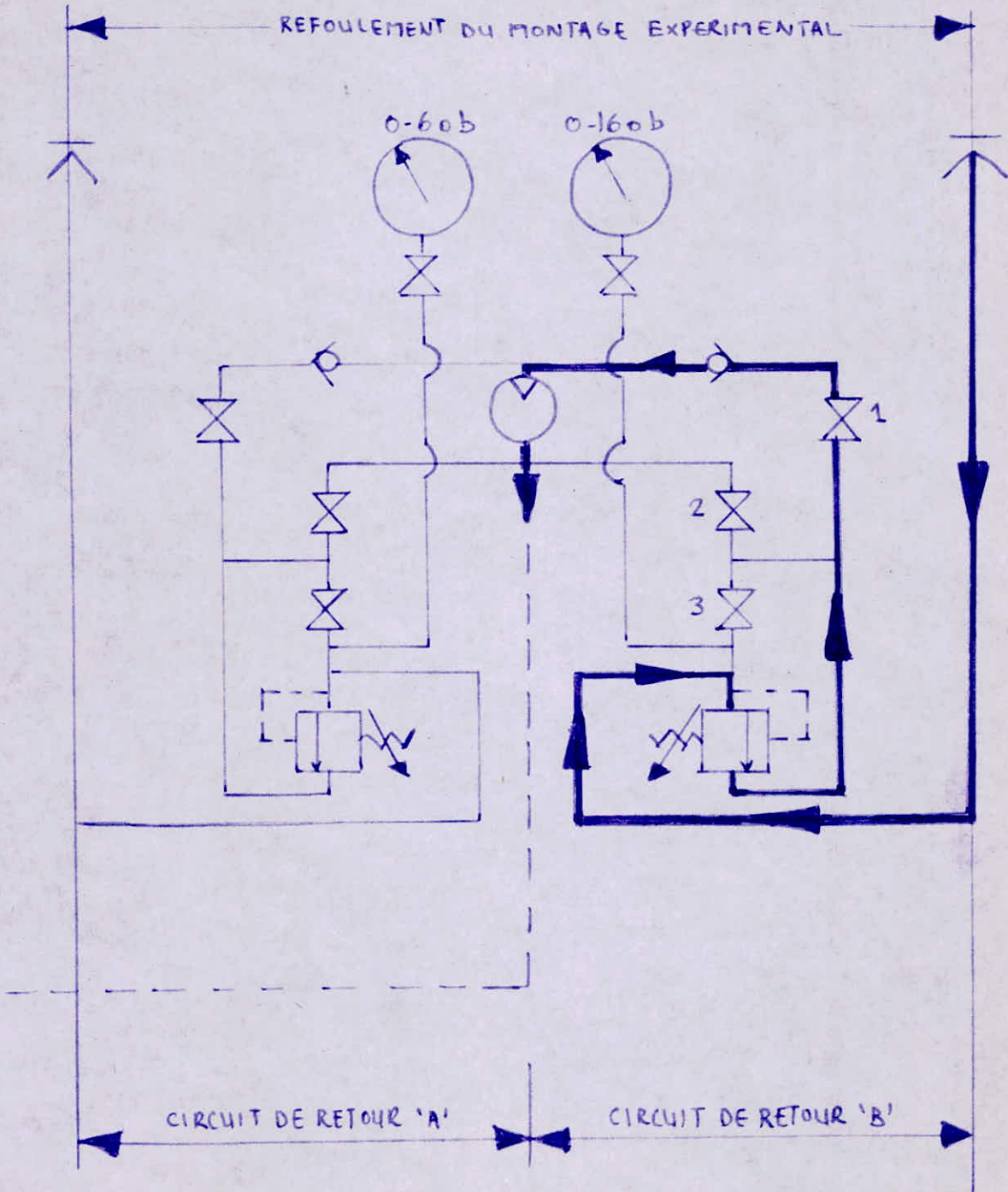


FIG. 3.16

Les circuits de refoulement A et B comprennent les appareils suivants :

### 3.2.5.1. Valves de regulation de pression

Ces deux valves se situent sur le cote droit du plan de travail du banc hydraulique.

Elles sont de même conception que la Soupape de Sécurité déjà décrite. cependant elle ne comportent pas de retour au reservoir comme dans le cas de la Soupape de sécurité. Leur réglage de la pression de refoulement sont independants.

La difference qui reside entre ces valves et la Soupape de sécurité est que ces valves servent a regler la pression en amont, par le même principe que celui de la Soupape de sécurité. Seulement pour ces valves l'orifice C n'est pas utilisé mais obturé. L'entrée se faisant par l'orifice B et la sortie par l'orifice A.

(La figure 3.17 montre la construction de ces deux valves)

Circuit A : cette valve a une plage de réglage continue de la pression comprise entre 3,4 et 35 bars

Circuit B : cette valve a une plage de réglage continue de la pression entre 3,4 et 103 bars

### 3.2.5.2. CLAPETS ANTI-RETOUR.

Ces deux clapets sont situés derriere le tableau des appareils de mesure. Ces clapets sont montés dans le circuit principal pour éviter tout écoulement en sens contraire du sens normal, autrement dit, isoler un circuit de retour par rapport à l'autre. Leur pression de déclenchement est réglé à 1 bar. Le sens normal de l'écoulement est indiqué par une flèche sur le corps de chacun de ces clapets.

La pression en amont déclenche le clapet et permet le passage de l'écoulement dans le sens normal.

Toute pression aval supérieure à la pression amont ferme le clapet et empêche tout écoulement en sens contraire.



VUES DE LA VALVE DE REG. DE PRESSION (ed. 1)

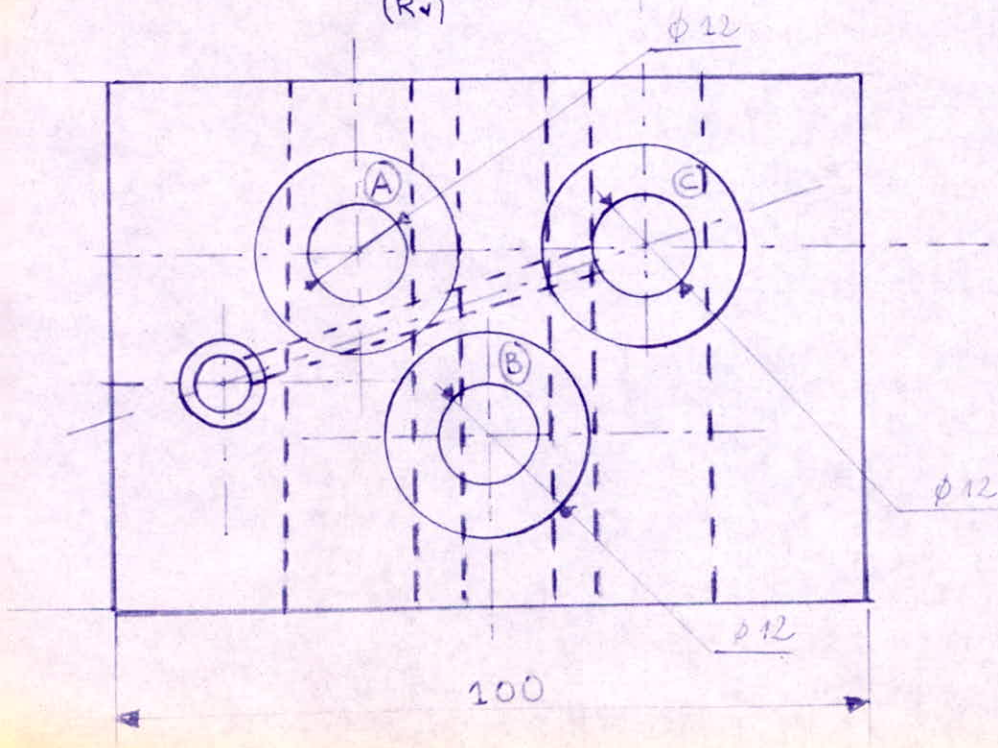
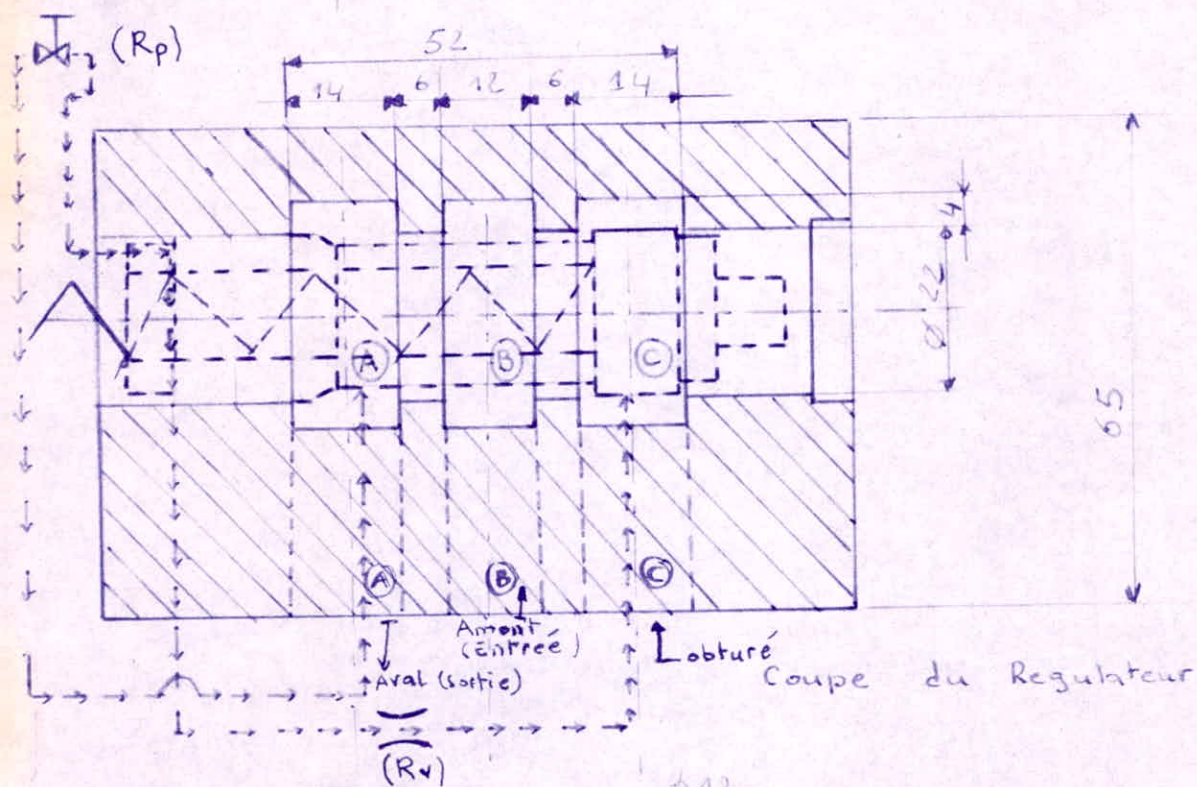
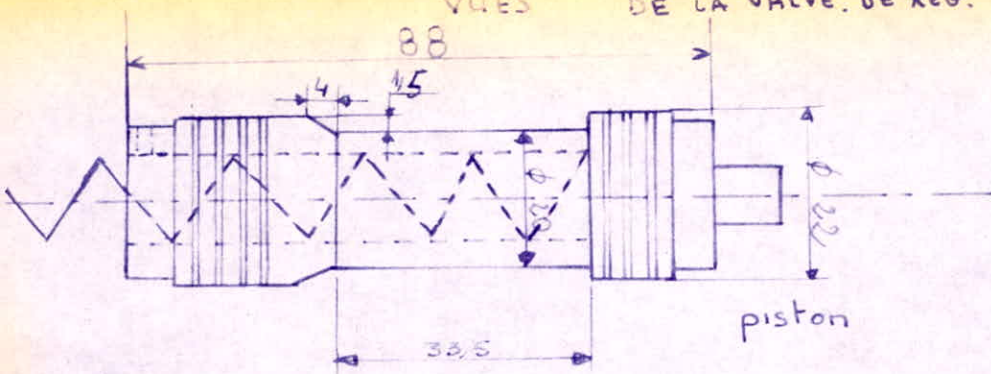


Fig. 3.17

Vue de dessous de la valve de regulation de pression.

### 3.2.5.3. Debimetre

Cet appareil est monté sur le côté droit du tableau d'instrument de mesure. Il se compose :

- d'un moteur à engrenages
- d'un capteur électrique face à une roue dentée portée par l'axe du moteur à engrenages
- d'un cadran étalonné en  $l/mn.$

Le principe de fonctionnement du debimètre est le suivant :

Le débit passant à travers le circuit de retour passe dans le moteur à engrenage et fait tourner celui-ci, le capteur électrique, constitué par le noyau d'une bobine, se trouvant en face de la roue dentée, située en bout de l'axe du moteur à engrenage, compte le passage des dents devant l'électrode. Cette dernière donne un signal analogique en fonction de la fréquence de passage des dents devant elle ce qui se traduit par une déviation de l'aiguille du cadran étalonné en  $l/mn.$  et à partir de la cylindrée par tour du moteur à engrenages on peut donc connaître le débit dans le circuit

### 3.2.5.4. Manometres.

Un manomètre est monté sur chaque circuit de retour pour mesurer la pression dans la conduite de retour du montage expérimental. Les gammes de pression des manomètres sont les suivantes :

Circuit A : 0 à 606

Circuit B : 0 à 1606

Le manomètre du circuit A permet des mesures de pression plus fines. Lors de l'utilisation de ce circuit de mesure, il est très important de manoeuvrer correctement les valves à aiguilles  $A_1, A_2, A_3$  comme il est rappelé sur le tableau des instruments de mesure. Dans certaines conditions, si la pression dépasse la plage de fonctionnement du manomètre ce dernier peut être sérieusement endommagé. Les canalisations de liaison des manomètres aux circuits A et B sont aussi des tubes capillaires enroulés en serpentins, destinés à amortir les vibrations

### 3.2.6 Raccordement du banc hydraulique aux Montages expérimentaux.

Le banc hydraulique est équipé de tubes flexibles pour le raccordement des circuits d'alimentation et de refoulement aux montages expérimentaux.

Les raccords utilisés sont du type rapide et auto-obturant afin de réduire au minimum les pertes d'huiles et les entrées d'air et ce grâce aux clapets des raccords mâles et femelles.

Les montages expérimentaux doivent être fournis avec des flexibles équipés de raccords mâles. Les raccords femelles étant montés sur les flexibles du banc hydraulique.

Le dessin de ces raccords est donné en figure 3.18.

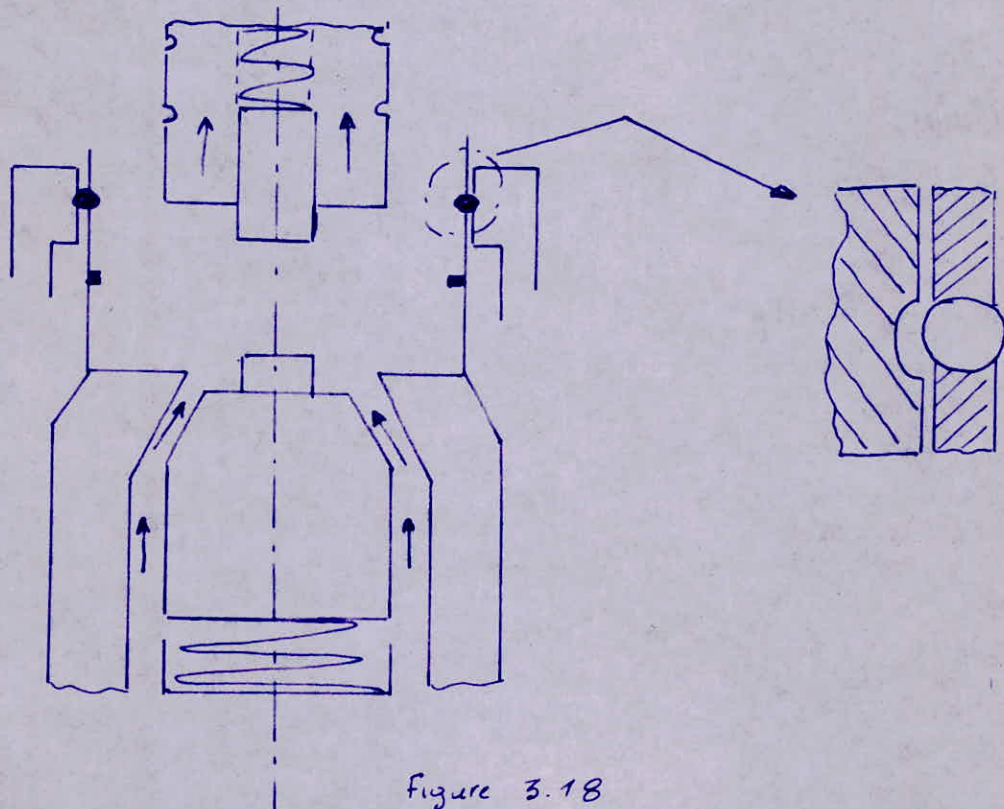


Figure 3.18

## 3.2.7 INSTALLATION ET FONCTIONNEMENT DU BANC HYDRAULIQUE

Pour faire fonctionner ce banc hydraulique on a procédé comme suit :

- a) remplissage du réservoir de l'huile appropriée à cet effet (Il est à noter que l'huile Algérienne correspondant à ce banc est : La TISKA. 33)
- b) Le branchement d'un câble 5 fils (3 phases, neutre et terre) sur le contacteur monté sur le côté gauche du banc. Le neutre et le fil de terre ainsi qu'une phase se branchent sur la plaque à bornes située sur le côté droit du contacteur, ensuite on vérifie le sens de rotation du moteur.
- c) on ouvre complètement les valves A1, A2, A3, B1, B2, B3. on ferme les valves de branchement des manomètres pour isoler ces derniers du circuit. on visse à fond les boutons molletés des 3 valves de régulation de pression (dans le sens trigonométrique)
- d) on vérifie le sens de rotation de la pompe du banc en démontant le capot de l'électro-pompe afin d'observer le manchon d'accouplement, quand on fait démarrer le moteur. Le sens correct de rotation étant indiqué par la flèche, sur le carter de la pompe, placé sous le mot "ROTATION" (sinon on inverse deux phases)
- e) Les manomètres n'étant pas branchés sur le circuit principal, on met en marche la pompe, on ouvre les valves des manomètres de pression d'alimentation (Supply pressure) et d'alimentation contrôlée (controlled supply pressure). Les manomètres devront indiquer une pression faible. on règle la valve de régulation de pression du circuit haute pression (soupape de sécurité) et ce en manœuvrant son bouton molleté de commande dans le sens horaire. et on note l'augmentation de pression indiquée par le manomètre (Supply pressure). cette même pression doit être indiquée par le manomètre (controlled supply pressure) si le régulateur de débit est ouvert. on vérifiera que toute la gamme de pression d'utilisation jusqu'à 103 bars peut être obtenue par la seule manœuvre de la valve de régulation et en cas de vibrations, des aiguilles des manomètres il est conseillé d'isoler ces derniers en fermant leurs valves. Ensuite on arrête la pompe.
- f) on branche le circuit d'alimentation à l'un des circuits de retour avec un flexible. L'un des circuits de retour permet de régler la pression de retour sur une gamme de 0 à 35 bars et est équipé d'un manomètre dont la plage de mesure est comprise entre 0 et 60 bars. La pression de retour est réglable par l'intermédiaire de la valve de régulation de pression. L'autre circuit de retour permet de faire varier la pression de retour

entre 0 et 103 bars et est équipé d'un manomètre dont la plage de fonctionnement est comprise entre 0 et 160 bars.

En fonction du circuit de retour sélectionné, on pourra utiliser le débitmètre en réglant les différentes valves de la façon suivante :

VALVE 1 : OUVERTE  
VALVE 2 : FERMÉE  
VALVE 3 : FERMÉE

On met en marche la pompe. on règle la pression d'alimentation à une certaine valeur (par ex: 100 bars) on mesure la pression de retour. on vérifie que l'on obtient bien la variation de la pression de retour sur la plage désirée en manoeuvrant la valve de régulation de pression de retour

Le Débitmètre à moteur à engrenages, monté sur le tableau des appareils de mesure étant branché dans le circuit on vérifie que le débit du fluide varie correctement en manoeuvrant le régulateur à débit variable.

On arrête la pompe.

Il est possible d'essayer l'autre circuit de retour selon une procédure identique.

Cette vérification étant effectuée; le Banc est prêt à fonctionner normalement.

3.2.7

## Description de L'état initial du Banc. d'Essais

Le banc d'essais étudié n'ayant jamais fonctionné depuis sa date d'importation au Laboratoire d'Énergétique et ce depuis une assez longue période, nous avons jugé utile et nécessaire de parler ici de l'état dans lequel il a été trouvé.

- Le Reservoir contenant une petite quantité d'huile utilisée, probablement, par le constructeur, pour des tests de fonctionnement, a été laissé tel quel avec cette huile, c'est dire les conséquences nefastes dues à ce dépôt d'huile pendant cette longue période.
- Le Contacteur endommagé.
- La Soupape de Sécurité du circuit d'alimentation "Grippée" ainsi qu'une des valves de régulation de pression du circuit de retour, ce qui a eu pour conséquence de voir le banc dans l'impossibilité de monter en pression jusqu'à la valeur maximale donnée par le constructeur.
- L'inexistence de flexibles devant accompagner ce banc pour leurs utilisation lors des essais.
- Le Débitmètre endommagé
- L'absence totale de documentation relative à ce banc.
- L'absence de l'appareillage auxiliaire, très important devant accompagner ce banc.

3.2.8.

Liste des travaux effectués pour le mettre en marche.

Du fait de l'état initial dans lequel a été trouvé le banc d'Essais, des travaux de maintenance et réparation ont été nécessaires pour le mettre en marche. Ces travaux ont porté sur ce qui suit.

L'Installation électrique du banc en vue de son alimentation en courant.

Le nettoyage poussé du réservoir d'huile afin d'éliminer l'huile ayant séjourné longtemps dans ce réservoir, que les conséquences de ce fait.

La réparation du contacteur, nécessaire au démarrage du banc.

La réparation de l'installation électronique du Débitmètre. (Soudure des fils du capteur, des fils de la bobine aimantée ainsi que la réparation du cadran de lecture de débit)

La réparation très importante des valves de pression du fait que les axes (tiroirs) ainsi que leurs logements étaient "grippés" alors qu'on sait que ces surfaces de contact se doivent d'être dans un état de rectification très poussé (jeux de quelques microns) pour avoir un bon fonctionnement. (on ajoutera que la réparation a consisté en une rectification à l'aide de papier émeri (n° 100)).

Il est à remarquer aussi que c'est d'après un sondage de chaque élément, que la raison principale de voir le banc dans l'impossibilité de monter en pression était justement l'état de grippage dans lequel étaient la Soupape de Sécurité et la valve de régulation de pression du circuit de retour.

## CHAPITRE 4 : EXPERIENCES.

### 4.1 Introduction.

Les essais concernant ce banc hydraulique ont porté sur l'étude statique de ces éléments, ce terme désignant l'étude des états de fonctionnement permanents de ces éléments du banc sans soucis de l'existence physique de ces états permanents, (stabilité), ni de leur mode d'établissement (régime transitoire), autrement dit l'étude dynamique qui traite de l'étude du comportement de ces éléments autour d'un point de fonctionnement permanent, c'est à dire, essentiellement des problèmes de stabilité, rapidité de réponse et précision, n'a pas été traitée. par conséquent ces essais ont porté surtout sur les pertes de charges, transmission et caractéristiques hydrauliques.

Ces différents essais ont concerné :

- 1) L'étalonnage du Débitmètre du circuit de retour
- 2) La caractéristique du Régulateur de débit et son Comportement vis-à-vis de la Soupape de Sécurité et des valves de régulation de pression du circuit de retour.
- 3) La caractéristique de la Soupape de Sécurité
- 4) Les caractéristiques des valves de régulation de pression des deux circuits de retour.

nota : Il est à remarquer que le montage correspondant à ces essais a consisté à relier, à l'aide d'un flexible, le circuit d'alimentation à un des circuits de retour.



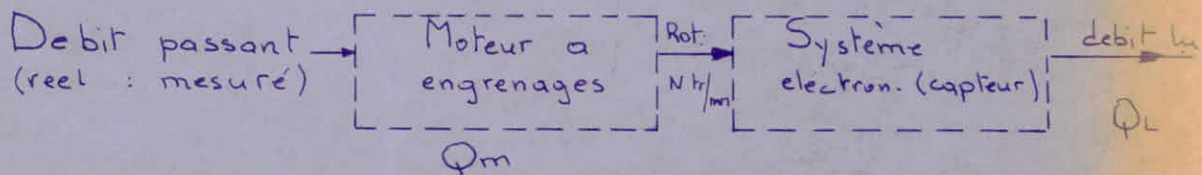
## 4.2. Etalonnage du Débitmètre.

### 4.2.1. Introduction.

Il est à remarquer que ce banc hydraulique possède en fin de circuit un Débitmètre qui doit, théoriquement, nous indiquer le débit utilisé par le circuit; Débit que l'on obtient par simple lecture sur le cadran approprié à cet effet.

Le sens du mot, "théoriquement", employé ici, signifiant que, pratiquement, le débit réel traversant le circuit et sortant vers le réservoir n'est pas exactement celui lu sur le cadran et ce pour plusieurs raisons, entre autres les suivantes :

Entre le débit passant (réel) et le débit lu, nous avons la chaîne suivante :



Le Débit réel passe à travers le moteur à engrenages, fait tourner celui-ci, d'où la rotation de son axe; Ce dernier faisant tourner la roue dentée qui est en face du capteur muni d'une bobine aimantée. Ce capteur devant retransmettre cette information électriquement au circuit électronique qui fait devier l'aiguille du cadran, donc nous donne la lecture de ce débit.

- D'une part, rien n'affirme que ce circuit électronique est d'une bonne précision.
- D'autre part, la rotation de la roue dentée en face du capteur doit être telle que le nombre de tours. par minute doit être proportionnel au débit lu alors que les frottements (roue dentée - axe du moteur) ainsi que la très légère non coaxialité de cette roue par rapport à l'axe du moteur à engrenages, font que cette proportionnalité n'est pas tellement respectée.

Nous avons, aussi, remarqué que l'éloignement du capteur par rapport à la roue dentée nous donnait une déviation de l'aiguille, de même qu'aux grands débits (donc aux grandes vitesses de rotation  $N$ ) l'aiguille était sujette à des oscillations.

Toutes ces raisons, en plus du fait que tout appareil de mesure n'ayant jamais fonctionné,

ce doit d'être étalonné, nous ont poussé à étalonner le débitmètre.

Les essais concernant cet étalonnage seront fait ainsi :

Pour chaque ouverture du régulateur de débit, donc pour chaque débit traversant le circuit on notera :

- Le Débit réel mesuré :  $Q_m$  à l'aide d'un chronomètre et d'une jauge gradué. (à cet effet il est à remarqué que ces mesures ont été faite à la sortie du débitmètre avant l'entrée du réservoir.)
- Le débit  $Q_L$  sur le cadran du Débitmètre
- La vitesse de rotation  $N$  de l'axe du moteur à engrenages à l'aide d'un Tachymètre.

Ensuite on tracera les caractéristiques suivantes :

$$1) Q_m = f(Q_L)$$

$$2) \Delta Q = Q_m - Q_L = f(Q_L)$$

$$3) N = f(Q_m)$$

On ajoutera que les mesures ont été faites pour les débits croissants ainsi que décroissants pour déceler un éventuel phénomène d'hystérésis.

(Voir à cet effet les tableaux de mesure I et II ainsi que les graphes correspondants sur les pages suivantes.)

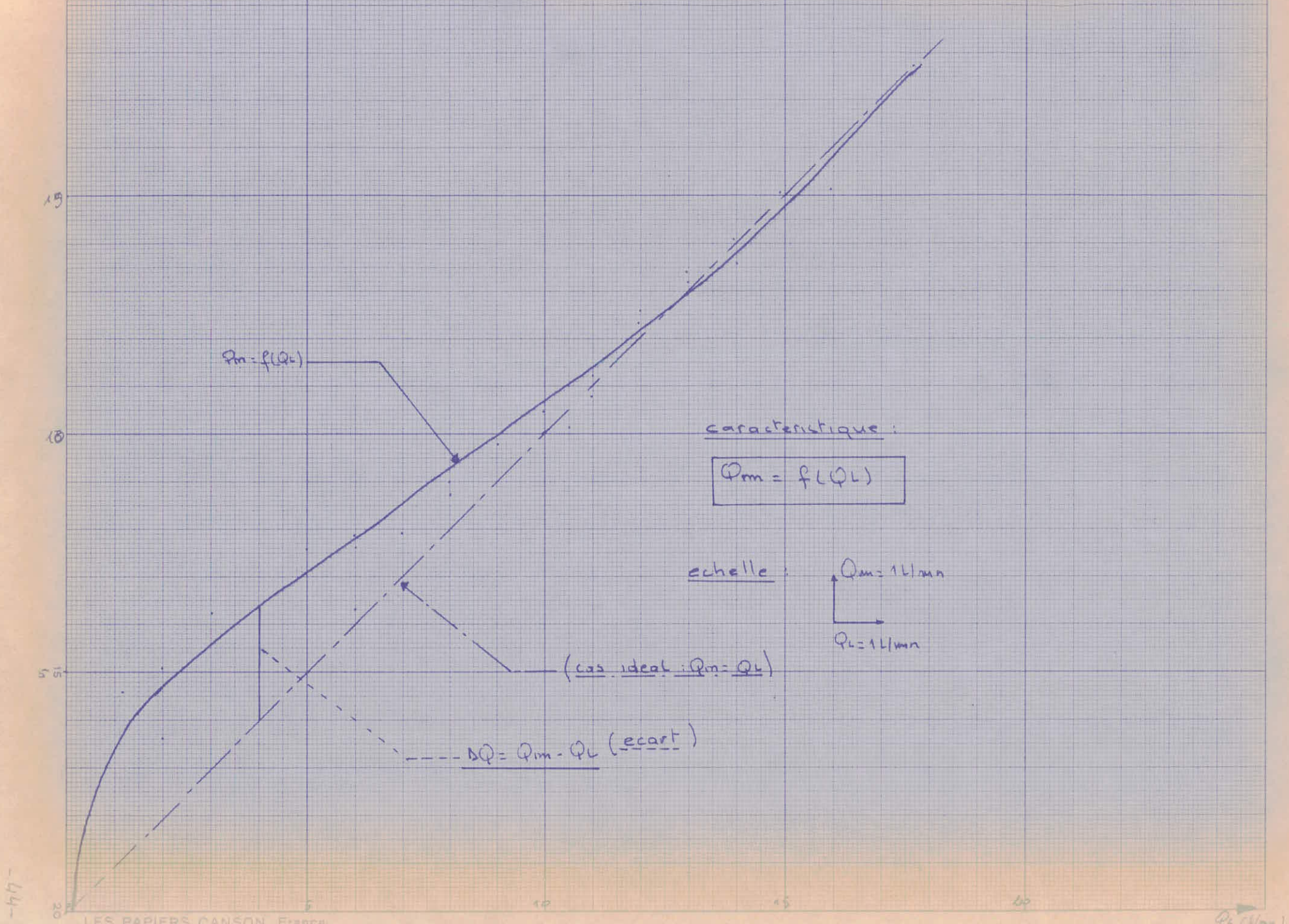
$Q_L$ (l/mn)	$Q_{mes}$ (l/mn)	$N$ (tr/mn)	$\Delta Q = Q_m - Q_L$ (l/mn)
0	0,4	11	0,4
1	4,64	192	3,64
3	6,2	250,5	3,2
5	7,62	303	2,62
6	7,97	326	1,9
8	9	377,5	1
9	9,76	402	0,76
10	10,65	467,5	0,65
11	11,2	503,5	0,2
12	12,6	565,5	0,6
13	13,4	580,5	0,4
14	14,07	617,5	0,07
15,7	15,6	704,5	-0,1
17,8	17,9	795	0,1

Tableau : I

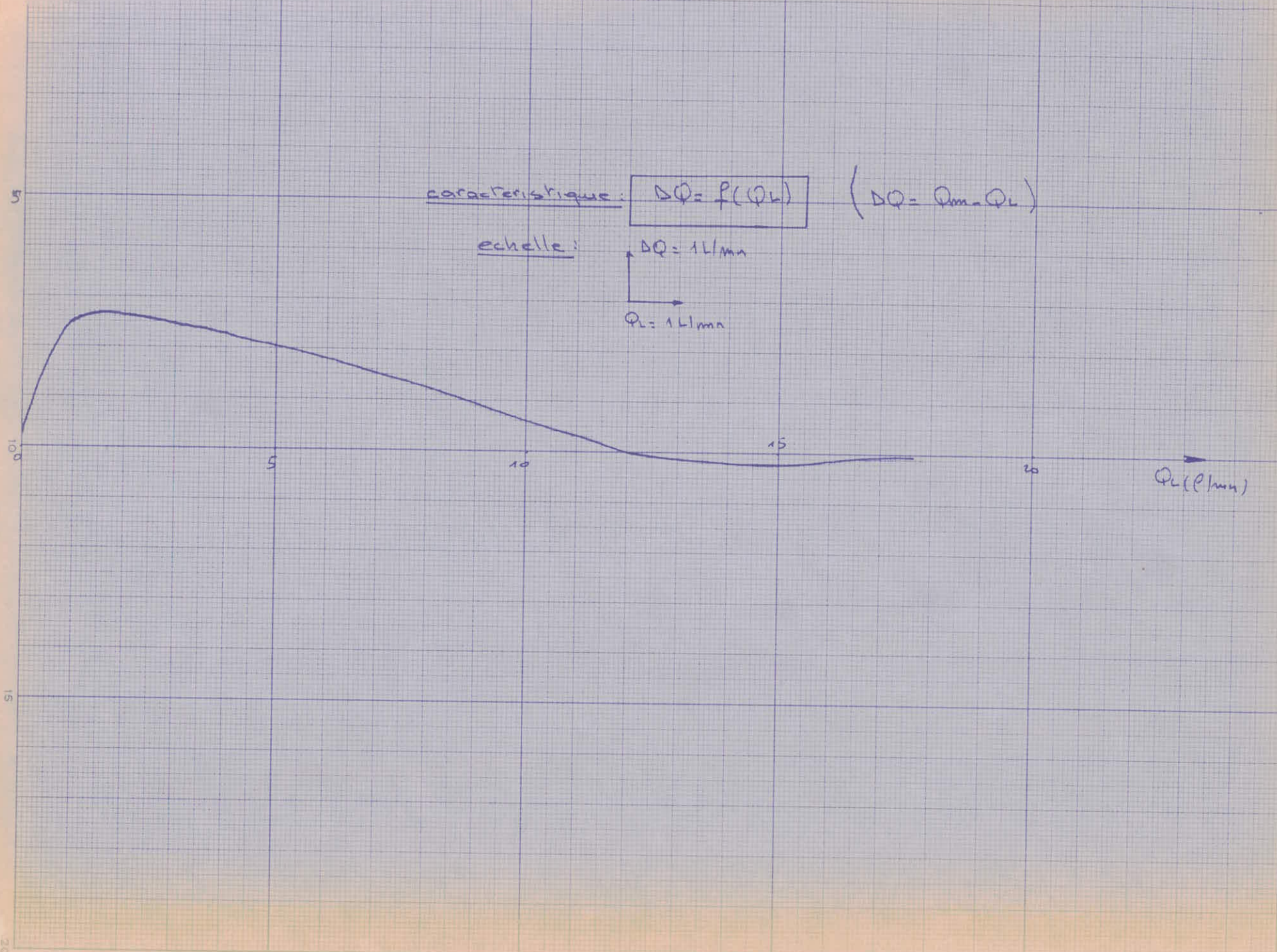
$Q_L$ (l/mn)	$Q_{mes}$ (l/mn)	$N$ (tr/mn)	$\Delta Q = Q_m - Q_L$ (l/mn)
17,5	17,91	783,5	0,41
15	14,95	674,5	-0,05
14	13,47	566,5	-0,52
13	13,1	549	-0,1
12	12,24	537	0,24
11	11,71	490	0,71
10	10,39	449,5	0,39
9	9,72	404	0,79
8	8,65	348	0,65
7	7,87	331	0,87
6	7,58	291	1,58
5	7,05	281,5	2,05
4	6,34	256	2,34
2	5,03	190,5	2,03
1	3,53	132	2,53
0	1,96	67	1,96

Tableau : II

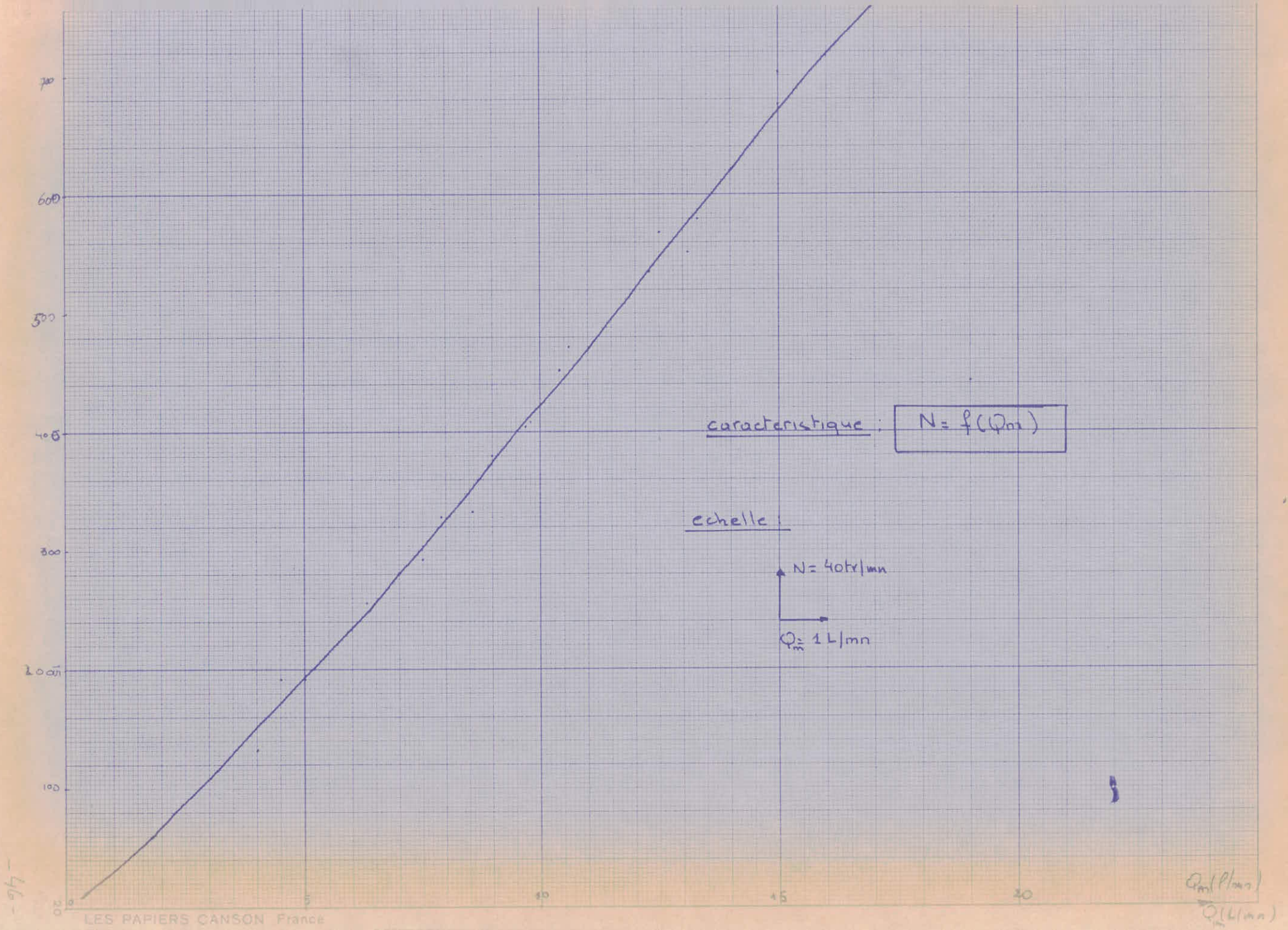
Tableaux relatifs à l'étalonnage  
du débitmètre. (voir graphes en page 44-45-46.)



-14-



-45-



## 4.2.2. Interpretation.

Les essais effectués sur le débitmètre, afin de l'étalonner, ont bien confirmé les hypothèses faites auparavant dans le sens où :

- 1) On a bien une différence entre le débit mesuré  $Q_m$  et le débit  $Q_L$ .
- 2) On a bien, proportionnalité entre débit mesuré  $Q_m$  et la vitesse de rotation  $N$  alors que cette proportionnalité n'est pas tellement respectée en ce qui concerne le débit  $Q_L$  et qui est due à une partie de la chaîne entre l'entrée et la sortie du système électrique.

En Conclusion, Il reste à dire que ces essais ne resteront pas en vain dans le sens où ils serviront à l'avenir de base pour la lecture et la correction à effectuer lors de la lecture du débit.

## 4.3 Essais du Régulateur de Débit :

### 4.3.1 Introduction :

Les essais sur les caractéristiques du régulateur de Débit ont été motivés par les raisons suivantes :

Un régulateur doit, théoriquement, s'il était idéal, régler une valeur indépendamment des autres paramètres. Nous savons, par contre, que nul régulateur n'est parfait plus particulièrement, notre régulateur de Débit qui est perturbé, d'une part par la pression d'alimentation, d'autre part par la pression de retour. Par conséquent, l'étude de la caractéristique de ce régulateur a porté sur ce qui suit :

- 1) Comportement du régulateur de débit vis-à-vis de la Soupape de Sécurité.
- 2) Comportement du régulateur de débit vis-à-vis de la valve de régulation de pression du circuit de retour.

Pour ce on procède comme suit :

- a) Pour une ouverture donnée de l'étranglement, donc pour un débit,  $Q$ , donné, on fait varier la pression d'alimentation ( $P_c$ ) et on trace le graphe  $Q = f(P_c)$  et ce pour 3 ouvertures différentes. La pression de retour n'entrant pas en considération cet essai sera fait en pression de retour réglable avec mesure de débit en gardant constante cette pression de retour  $P_r$ .
- b) Les mêmes essais porteront sur la pression de retour avec les 3 ouvertures identiques aux premiers essais. on notera que pour ces essais, on gardera la pression d'alimentation constante et les essais se feront à pression de retour réglable avec mesure de Débit.

( Voir à cet effet les tableaux de mesures : III, IV ... VIII et les graphes correspondants )



$P_r = 18b$		$P_r = 25b$		$P_r = 42b$	
$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$	$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$	$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$
18	= 0	25	= 0	42	= 0
19	2,5	26	2,5	43	2,7
20	3,7	27	3,8	44	5,8
22	5,6	28	4,6	45	4,8
24	5,7	30	6,4	46	5,4
26	5,5	32	5,7	47	6,3
28	5,3	34	5,5	48	5,6
30	5,2	36	5,8	50	5,4
35	5,2	38	5,7	55	5,5
40	5,6	40	5,6	60	5,5
45	5,5	50	5,3	65	5,6
50	5,2	55	5,2	70	5,6
60	5	60	5,3	75	5,4
70	5,3	65	5,2	80	5,4
75	5,3	70	5,1	85	5,3
80	5	75	5,4	90	5,5
90	4,9	80	5,4	95	5,3
95	5,1	85	5,4	100	5,4
100	5	90	5,1		
		95	5,3		
		100	5,2		

OUVERTURE = 100

Tableau III (voir graphe: page 52)

$P_r = 18b$		$P_r = 25b$		$P_r = 42b$	
$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$	$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$	$P_{contr}(b)$	$Q(L/min)$
18	0	25	0	42	0
19	3,6	26	3,9	44	7,2
20	6,3	27	6,7	46	10,3
21	8	28	8,4	48	12,8
22	10,1	30	11,8	50	11
23	11	32	10,6	52	10,6
24	10,8	34	10,4	55	10,5
25	10,7	36	10,2	60	10,4
26	10,6	38	9,6	65	10,2
27	10,6	40	10	70	10
28	10,6	45	9,8	75	10
29	10,2	50	9,2	80	9,3
30	9,5	55	9,7	85	9,3
35	9,8	60	9,6	90	9,3
40	9,5	65	9,4	92	9,3
45	9,5	70	9,2	95	9,3
50	9,3	75	9,2	98	9,3
55	9,3	80	9,2		
60	9,4	85	9		
70	9,2	87	9,2		
80	9	90	9,1		
85	8,9	92	8,9		
90	8,8	95	8,8		
95	9,2	98	8,6		
98	9,3				

OUVERTURE = 750

Tableau IV (voir graphe page 53)

Tableaux relatifs au Regulateur de debit

$P_r = 98.5$		$P_r = 25.5$		$P_r = 42.5$	
$P_{centr}(b)$	$Q(l/min)$	$P_{centr}(b)$	$Q(l/min)$	$P_{centr}(b)$	$Q(l/min)$
18	0	25	0	42	0
19	5.5	26	5.1	43	2.3
20	9.3	27	9	44	5.8
21	11.2	28	11.6	46	12.3
22	12.6	30	14.6	48	13.5
24	16	32	13.1	50	12
25	13.4	36	12.5	55	12.8
26	13.1	40	12.6	60	12.6
28	13	45	12.1	65	12
30	12.2	50	12.3	70	12.3
32	12.6	55	12	75	12.3
35	12.4	60	11.7	80	12
40	12.1	65	11.4	85	11.3
45	12.1	70	11	90	12
50	11.8	75	11	95	11.3
55	12	80	11	98	11.3
60	11.4	85	11		
70	10.5	90	10.8		
75	11.4	98	11.2		
90	11				
98	10.9				

OUVERTURE = 175

Tableau: V (voir graphique page 54)

$P_{centr} = 9.06$		$P_{centr} = 7.06$		$P_{centr} = 6.06$	
$P_r(b)$	$Q(l/min)$	$P_r(b)$	$Q(l/min)$	$P_r(b)$	$Q(l/min)$
3.4	5.1	3.4	5.5	3.4	5.3
10	5	10	5.2	10	5.3
15	5.2	15	5.3	15	5.3
20	5.1	20	5.3	20	5.2
25	5.1	25	5.5	25	5.3
32	5	30	5.3	30	5.5
34	5.1	35	5.5	35	5.5
36	5.3	40	5.5	40	5.5
38	5.4	45	5.5	45	5.5
40	5.3	50	5.3	50	5.7
42	5.3	55	5.5	52	5.6
50	5.3	60	5.7	54	5.7
60	5.3	62	5.2	56	5.6
62	5.3	64	5.5	57	4.9
64	5.5	66	5.6	58	3.9
70	5.5	67	5.2	59	2.3
72	5.5	68	4.9	60	0
80	5.5	69	3.5		
84	5.7	70	0		
85	5.5				
87	4.9				
88	3.7				
89	3.1				
90	0				

OUVERTURE = 100

Tableau: VI (voir graphique page 55)

Tableaux relatifs au Regulateur de debit (suite)

<u>P<sub>contr</sub> = 60 b</u>		<u>P<sub>contr</sub> = 70 b</u>		<u>P<sub>contr</sub> = 90 b</u>	
Pr(b)	Q(L/mn)	Pr(b)	Q(L/mn)	Pr(b)	Q(L/mn)
6	9,4	4	8,9	3	9,1
10	9,3	10	8,9	10	9,1
15	9,5	20	9,5	15	9,2
20	9,6	25	9,7	20	9,2
25	9,9	30	9,6	30	9,2
30	10	35	9,9	35	9,5
35	10,3	40	10	40	8,9
40	10,2	50	10,1	45	9,6
45	10,3	55	10,3	46	9,7
50	10,4	60	10,5	47	9,7
52	10,7	64	10,8	48	9,5
54	10,3	65	11,1	50	9,6
56	10,9	66	10,5	55	10
58	8,4	68	7,7	56	10
59	5	69	3,3	60	9,7
60	0	70	0	65	7,0
				70	10
				75	10,2
				80	10,5
				84	10,9
				86	10,3
				87	8,9
				88	9
				89	3,5
				90	0

OUVERTURE = 150

Tableau VII (voir graphe page 56)

Tableaux relatifs au régulateur de débit (suite et fin)

<u>P<sub>contr</sub> = 60 b</u>		<u>P<sub>contr</sub> = 70 b</u>		<u>P<sub>contr</sub> = 90 b</u>	
Pr(b)	Q(L/mn)	Pr(b)	Q(L/mn)	Pr(b)	Q(L/mn)
10	11,6	9	11,4	8	11
15	11,5	15	12,6	10	11,1
20	11,6	20	11,6	15	11,1
25	11,9	25	11,7	20	11,1
30	12	30	12,4	30	11,3
35	12,3	35	12,4	35	11,6
40	12,6	40	11,9	40	11,7
45	12,9	45	12,1	45	11,9
50	13,2	50	12,5	50	11,9
52	13,5	52	12,6	55	11,9
54	12,6	54	12,1	60	12,4
56	12,6	56	12,6	65	12
58	10,5	58	12,7	70	12,6
59	8	60	13,3	75	12,3
60	0	62	13,3	80	13
		66	13,4	82	13,1
		68	9,8	84	13
		69	6,3	86	12,4
		70	0	88	8,5
				89	4,2
				90	0

OUVERTURE = 175

Tableau VIII (voir graphe page 57)

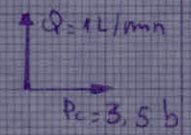
$Q$  (L/mn)

caracteristique

$Q = F(P_c)$  a  $P_r = cte$

ouverture = 100

echelle



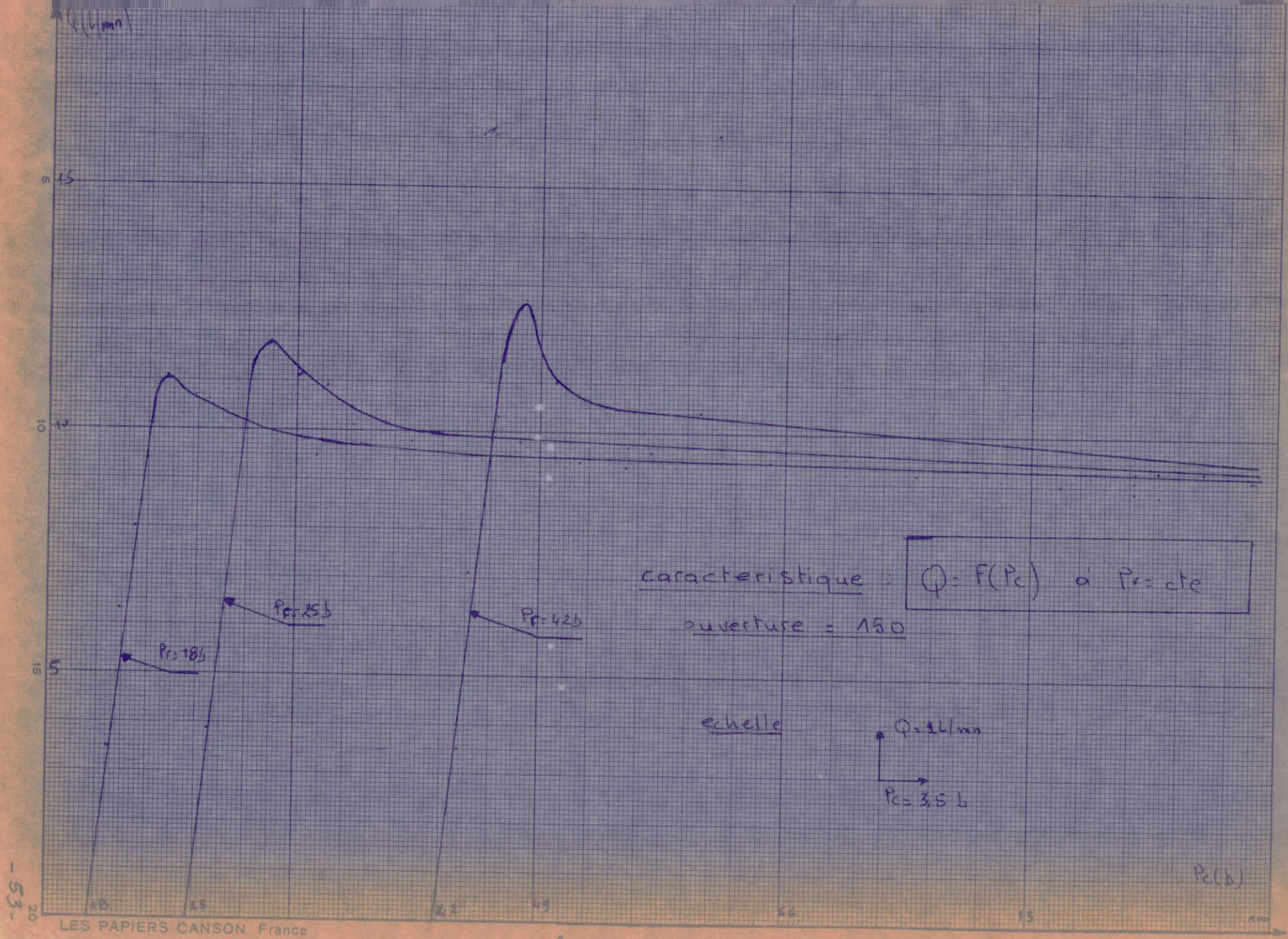
-52-

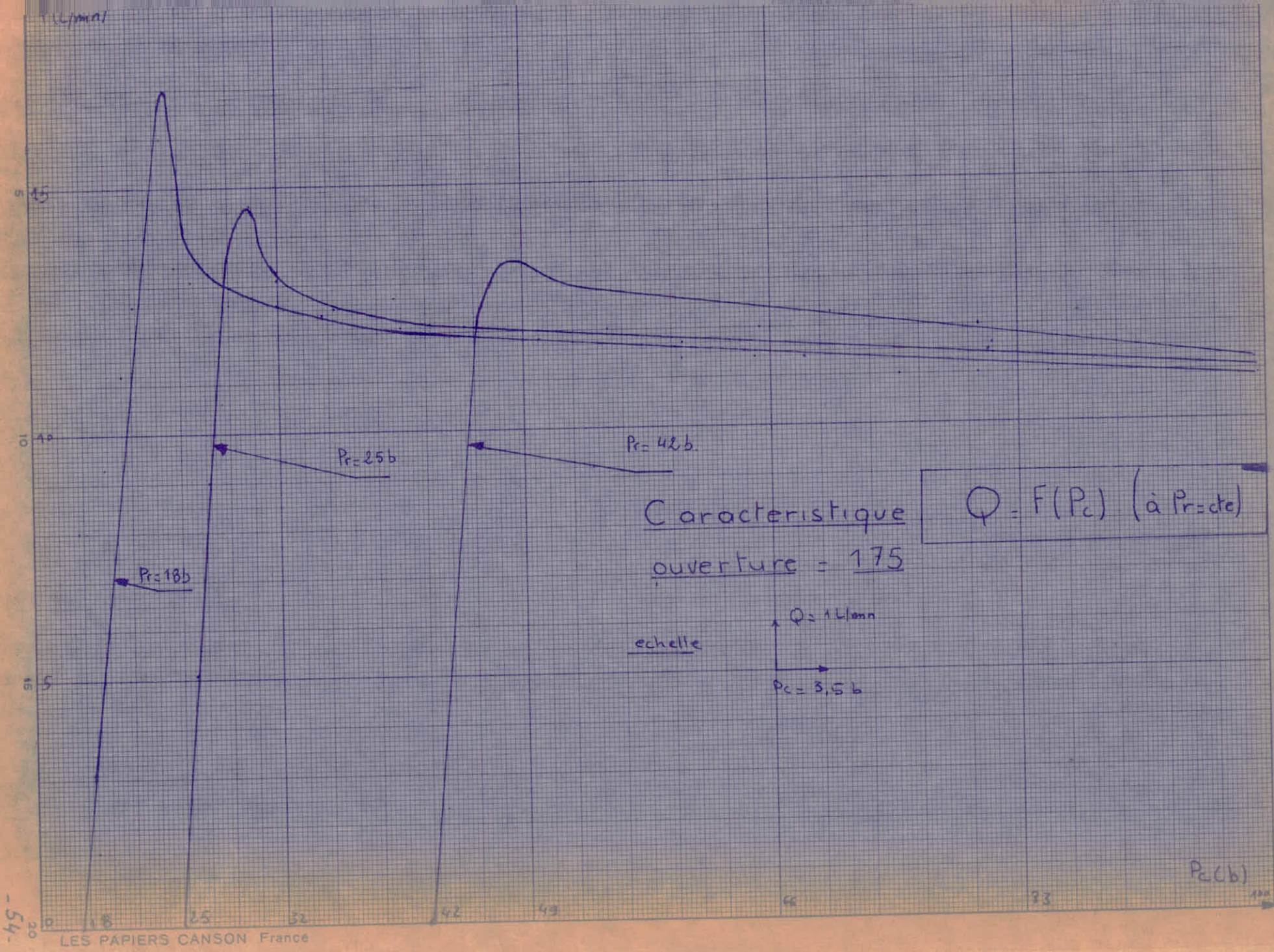
$P_r = 18b$

$P_r = 25b$

$P_r = 42b$

$P_c (b)$





7.50

2.50

-55-

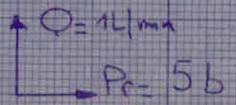
caracter.

$$Q = F(P_r)$$

$$d \quad P_c = Cte$$

ouvert = 100

echelle

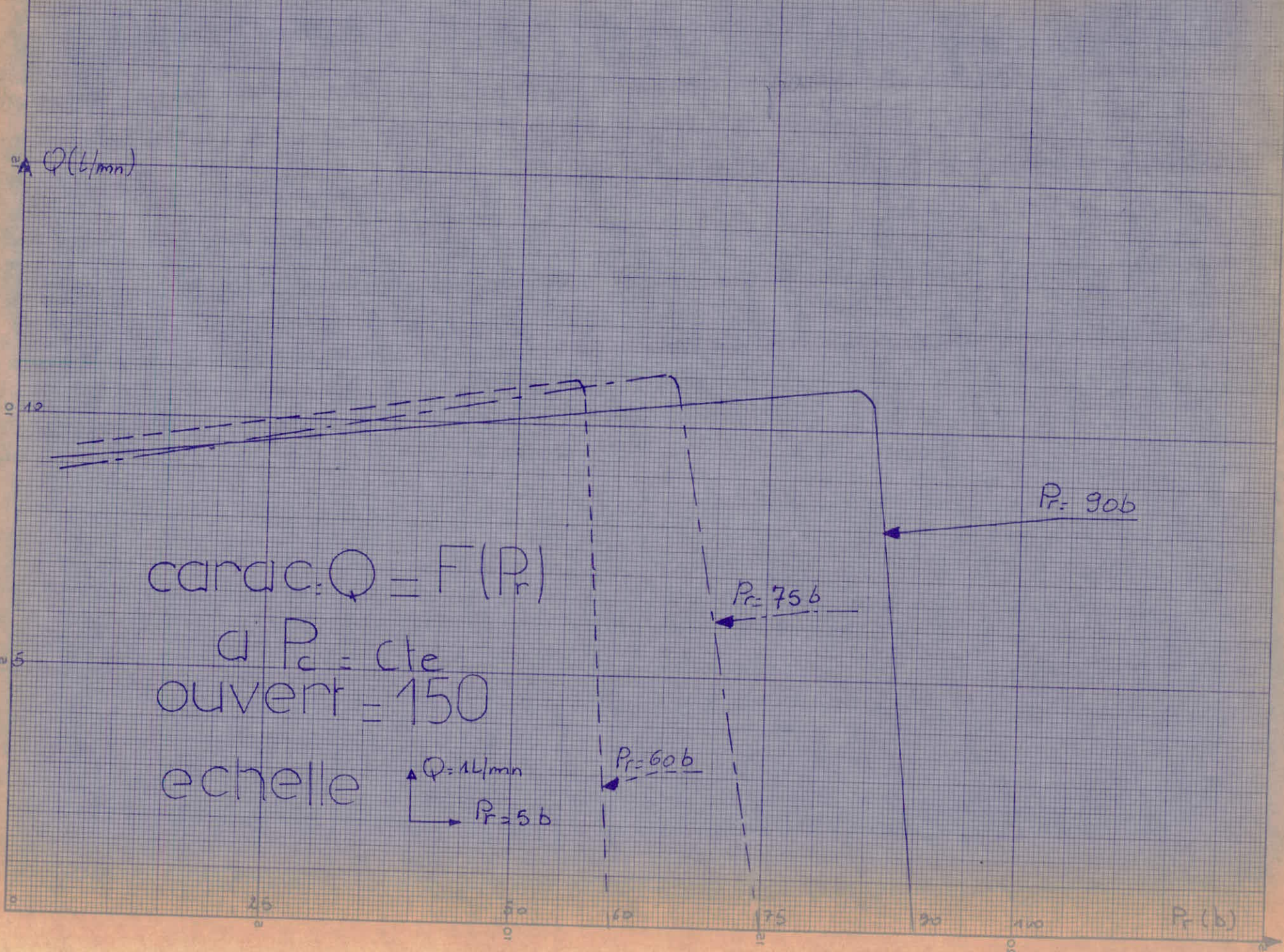


$P_c = 60b$

$P_c = 70b$

$P_c = 90b$

$P_r(b)$



cardiac:  $Q = F(P_r)$

ouvert = 150  
 $P_c = cte$

echelle

$Q = 1$  l/min  
 $P_r = 5$  b

$P_r = 60b$

$P_r = 75b$

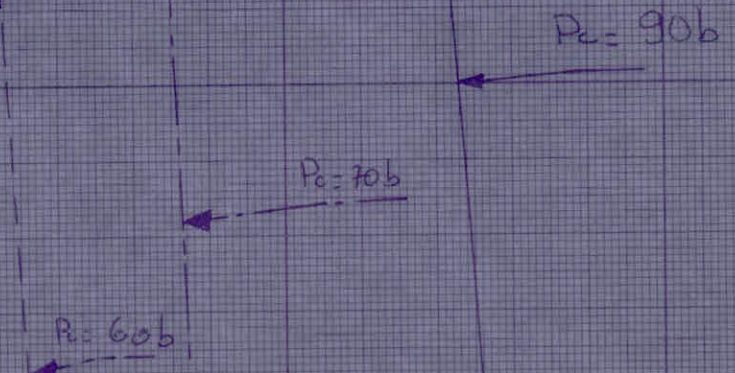
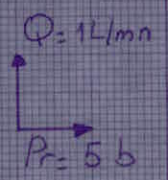
$P_r = 90b$



$Q(L/min)$

caract.  $Q = F(P_r)$   
à  $P_c = Cte$   
ouvert - 175

echelle



$P_r(b)$

## 4.3.2 INTERPRETATION

L'interprétation des courbes obtenues se faisant ainsi :

La théorie développée avec toutes les approximations faites nous a donné le résultat suivant concernant la relation liant la chute de pression  $\Delta P$  au débit  $Q$  :  $dQ = K d(\Delta P)$  où  $K$  est le coefficient de pente, positif, trouvé égal à  $2,8 \cdot 10^{-8}$  u.s.I.

La théorie ayant prévu un coefficient de pente positif, peut s'expliquer (physiquement) comme suit : (le même raisonnement s'appliquera aux deux essais :  $Q = f(P_c)$  à  $P_r = cte$  et  $Q = f(P_r)$  à  $P_c = cte$  car :

$$\left. \begin{array}{l} \text{et à } P_r = cte, P_c \uparrow \\ \text{à } P_c = cte, P_r \downarrow \end{array} \right\} \Rightarrow \Delta P \uparrow$$

avec l'augmentation de  $P_c$  (à  $P_r = cte$ ) ou bien avec la diminution de  $P_r$  (à  $P_c = cte$ ), on a augmentation de  $\Delta P$ , ce qui correspond, pour une ouverture constante du tiroir, à une augmentation de débit  $Q$ , donc par conséquent à une augmentation de la chute de pression à travers l'étrangleur (chute de pression que l'on appellera  $\delta p$ , car très négligeable devant  $\Delta P$ ), d'où une tendance pour le tiroir à monter vers le haut donc à augmenter le tarage du ressort, ainsi le nouvel équilibre se produira pour une nouvelle valeur de  $\delta p$  augmentée par rapport à la valeur précédente, autrement dit, pour un débit augmenté. En conclusion, on observe, physiquement, qu'une augmentation de  $\Delta P$  entraîne une petite augmentation du débit  $Q$ . (ce raisonnement simple est donc bien en accord avec la théorie!)

Mais un phénomène nouveau est apparu, ceci, dans le sens où les graphes nous donnent la tendance inverse, autrement dit avec l'augmentation de  $\Delta P$ , on observe la diminution du débit, ce qui est dû aux phénomènes hydrodynamiques, négligés lors de l'élaboration de la théorie ceci dans le sens où l'on a supposé que la pression dans la chambre était sans influence sur l'équilibre ce qui n'est pas totalement vrai car en réalité, au voisinage du rétrécissement de la section on a une vitesse d'écoulement d'autant plus grande, pour un débit choisi que le passage est plus petit. Le régulateur de débit maintient le débit presque constant donc pour une augmentation de  $\Delta P$ , il faut diminuer le passage entre la soupape et son siège, cette diminution de passage entraîne par conséquent une augmentation de la vitesse à son niveau et en vertu de la loi de BERNouilli on a par conséquent une diminution de la pression statique agissant sur la soupape au voisinage du rétrécissement ce qui déséquilibre le tiroir et pour le ramener à sa position de nouvel équilibre, il faut que la chute de pression  $\delta p$  soit plus faible par conséquent le débit diminue avec  $\delta p$ , c'est ce qui explique la diminution du débit  $Q$  avec l'augmentation de chute de pression  $\Delta P$ .

cette explication étant confirmée par l'observation du graphe pour les faibles débits, où, la tendance de diminution de débit avec l'augmentation de  $\Delta P$ , est moins prononcée car les phénomènes hydrodynamiques sont moins forts.

En conclusion, les hypothèses (très simplifiées) nous donnent un résultat que l'expérience tend à contredire mais qui signifie que ni le calcul fait ni les expériences ne sont en contradiction dans le sens où le résultat trouvé expérimentalement donne une courbe de pente négative qui est la somme (ou la résultante) d'une pente négative, due aux phénomènes hydrodynamiques expliqués précédemment, dont on n'a pas tenu compte mais qui sont d'une influence plus forte que le raisonnement physique (que confirme la théorie) qui lui donne une pente positive mais nous tenons quand même à préciser qu'un calcul plus précis faisant intervenir les écoulements et l'intervention des forces hydrodynamiques est nécessaire pour une telle étude.

## 44 ESSAIS SUR LA SOUPAPE DE SECURITE

### 441 Introduction

La soupape de sécurité (régulateur de pression) devrait, si elle était idéale, maintenir une pression (contrôlée) constante indépendamment des perturbations extérieures (Débit), mais comme tout régulateur cette soupape n'est pas parfaite et c'est justement pour déceler sa non idéalité que l'on procède à ces essais.

Comment a-t-on procédé ?

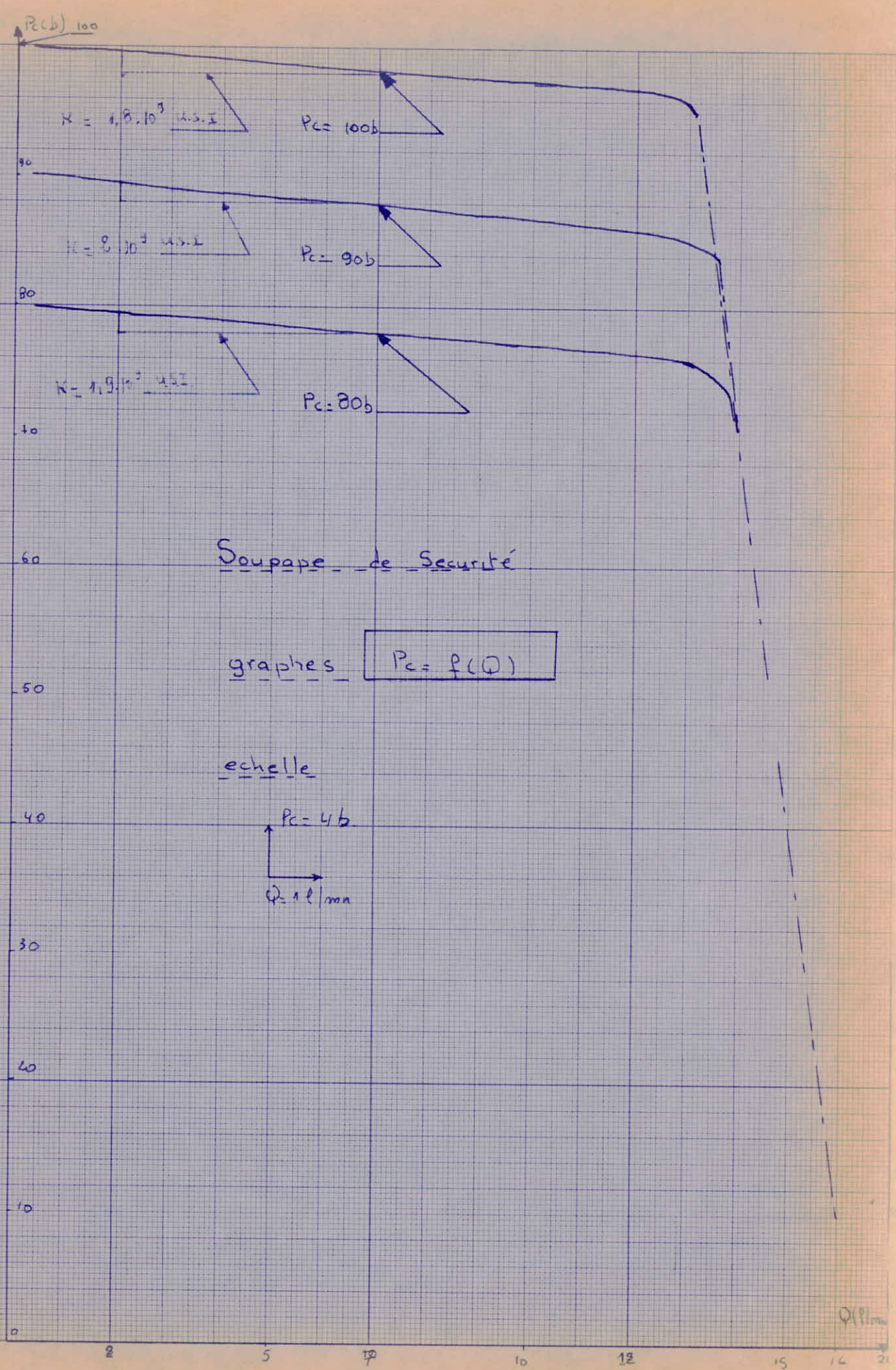
Pour ce faire on procédera ainsi :

On maintiendra une pression (contrôlée) constante, on fera varier le débit et on notera les variations éventuelles de cette pression (contrôlée) en fonction de la variation du débit, variation qui sera obtenue en agissant sur l'ouverture commandant l'étranglement.

Il est à noter que les essais se feront en pression de retour libre avec mesure de débit (ceci car on s'intéresse au comportement de la soupape vis-à-vis d'une perturbation, quelle qu'elle soit).

On fera ceci pour 3 valeurs de la pression contrôlée.

( Voir à cet effet les tableaux de mesure: IX, X, XI et graphes correspondants )



$$N = 1,8 \cdot 10^3 \text{ u.s.l.}$$

$$P_c = 100b$$

$$N = 8 \cdot 10^4 \text{ u.s.l.}$$

$$P_c = 90b$$

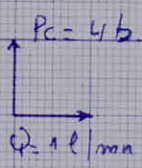
$$N = 1,9 \cdot 10^3 \text{ u.s.l.}$$

$$P_c = 80b$$

Soupape de Sécurité

graphes  $P_c = f(Q)$

echelle



Q (l/min)

## 4.4.2. INTERPRETATION

Les essais effectués sur la Soupape de Sécurité, ayant donné comme allure de la courbe celle tracée sur le graphe  $P_c = f(Q)$  où  $P_c$  est la pression contrôlée et  $Q$  le débit traversant le circuit.

L'interprétation de cette courbe étant la suivante :

Avec l'augmentation du débit, on observe une diminution de la pression contrôlée ce qui est en plein accord avec la théorie. En effet nous avons trouvé, lors de l'étude des équations caractérisant le fonctionnement de la Soupape de Sécurité que la relation reliant la pression contrôlée  $P_c$  au débit utilisé était :

$$d(P_c) = -K d(Q_{\text{utilisé}}); \quad (K = 0,1 \text{ b/l/mm})$$

Il est à rappeler que la première équation reliant la pression contrôlée au débit purgé était :  $d(P_c) = K d(Q_{\text{purgé}})$  :

$K$  : coefficient de pente positif et nous avons expliqué que la variation du débit utilisé était inverse à celle du débit purgé, donc que la pente devrait être négative. ce qui est le cas !

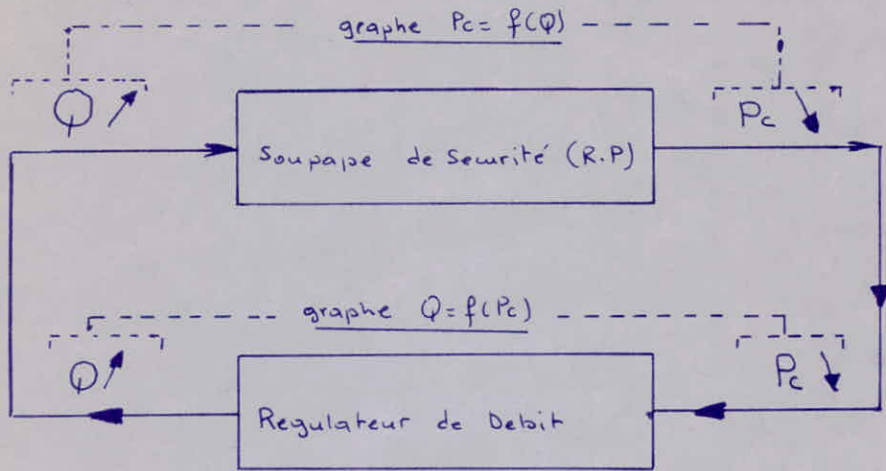
Pour ce qui est de la différence entre la valeur théorique de  $K$  et celles trouvées expérimentalement, on observe que ces valeurs (théorique et expérimentales) diffèrent de l'ordre de 3 fois. Cette différence s'explique par l'introduction d'hypothèses simplificatrices telles que :

- 1) L'estimation du coefficient  $F$  de débit dont l'intervalle de variation (entre 1 et 1,6) est assez large d'une part et que d'autre part la valeur exacte de ce coefficient (inconnue pour nous) nécessite une étude plus approfondie du mécanisme d'écoulement du fait de la dépendance de  $F$  avec le nombre de Reynolds caractérisant le type d'écoulement.
- 2) La méthode de calcul faisant intervenir la linéarisation de la surface étudiée, méthode qui devient insuffisante en présence de non linéarité considérables, ce qui est le cas pour nous au voisinage du point de courbure aux grands débits.

En conclusion, on peut quand même dire que cette différence est acceptable pour une étude d'une telle approche tout en rappelant que l'écart de la caractéristique par rapport à l'horizontale théorique est une conséquence :

- 1) du fait des forces hydrauliques appliquées par le fluide sur le piston, facteur non introduit dans la théorie mais qui est vraisemblablement une des raisons de l'augmentation de pente.
- 2) du fait de la variation de longueur du ressort due au déplacement dit (autrement dit de la raideur  $R$  du ressort.)

Quand à la deuxième partie du graphe, Il est à noter que dans cet intervalle, La courbe a été tracé en pointillé car seule la pression finale  $P_c$  a pu être mesurée du fait de l'instabilité du système où on observe une interaction forte entre la Soupape de Sécurité et Le régulateur de débit, instabilité qui est caractérisé comme suit, si on schématise la boucle de fonctionnement ainsi :



La contre réaction de cette boucle étant positive, en effet pour une augmentation du débit  $Q$ , on a une diminution de la pression contrôlée  $P_c$ , ceci étant due à la Soupape de Sécurité, cette diminution de  $P_c$  entraîne une augmentation de débit  $Q$  due au régulateur de débit, ce qui donne une contre réaction positive pour la boucle fermée et qui caractérise cette instabilité aux grands débits, instabilité qui reste bien sûr dans des limites, donc qui n'est pas néfaste dans le cas où le gain de la boucle, défini par le rapport de la variation finale de débit sur sa variation initiale reste inférieure à 1

Le point final de l'essai correspond à la purge complètement fermée, le débit correspond au débit total refoulé par la pompe donc que la Soupape de Sécurité ne joue plus son rôle de régulateur de pression mais garde par contre une pression contrôlée basse donc évitant tout danger.

En conclusion, sauf dans la région limite (aux grands débits) où la non linéarité s'accroît, les tendances prévues théoriquement sont confirmées expérimentalement.

## 5 ESSAIS DES VALVES DE REGULATION DE PRESSION DES DEUX CIRCUIT DE RETOUR.

### 4.5.1. Introduction

En ce qui concerne les deux valves de regulation de pression des circuits de retour A et B, nous savons que ces deux valves ont pour role de regler la pression en amont afin qu'elle ne depasse pas la valeur pre-reglee.

Dans le cas ideal, ces deux valves doivent tenir, autrement dit, regler cette pression en amont independamment des perturbations (debit). ce qui est un cas suppose ideal.

Les essais faits sur ces valves sont justement destines a prouver que ces deux valves ne sont pas parfaites mais par contre sujettes a des perturbations par le debit donc notre essai concernera justement a deceler la non idealite de ces deux valves.

Comment a-t-on procede ?

Pour ces essais on procedera comme suit :

- on reglera la pression controlee a une valeur determinee
- on reglera la pression de retour a une certaine valeur
- on reglera l'ouverture de l'etranglement a sa valeur initiale (completement fermee)
- On fera varier le debit  $Q$  par l'intermediaire de l'ouverture et on notera les variations eventuelles de la pression de retour et ce pour les deux circuits de retour.

Il est a noter que la pression controlee sera maintenu constante

Ces essais porteront sur 3 valeurs de la pression de retour et seront fait a pression de retour réglable avec mesure de Debit et ce pour les deux circuits A et B.

( Voir a cet effet les tableaux de mesure XII , XIII et les graphes correspondants )



Pointe = 80b : valeur de régulation de pression : circuit de retour B

Q (L/min)	20	4,4	6,6	10,2	12,5	14,2	16	16
Pre (b) valeur initiale = 40b	40	42	42	43	44	45	46	46
-----								
Q (L/min)	20	5	7,2	10,2	12,5	14,8	→	16
Pre (b) valeur initiale = 50	50	51	52	53	54	55	→	55
-----								
Q (L/min)	20	6,4	7,2	11	14,9	→	→	16
Pre (b) valeur initiale = 60	60	61	62	63	65	→	→	65

Tableau XII

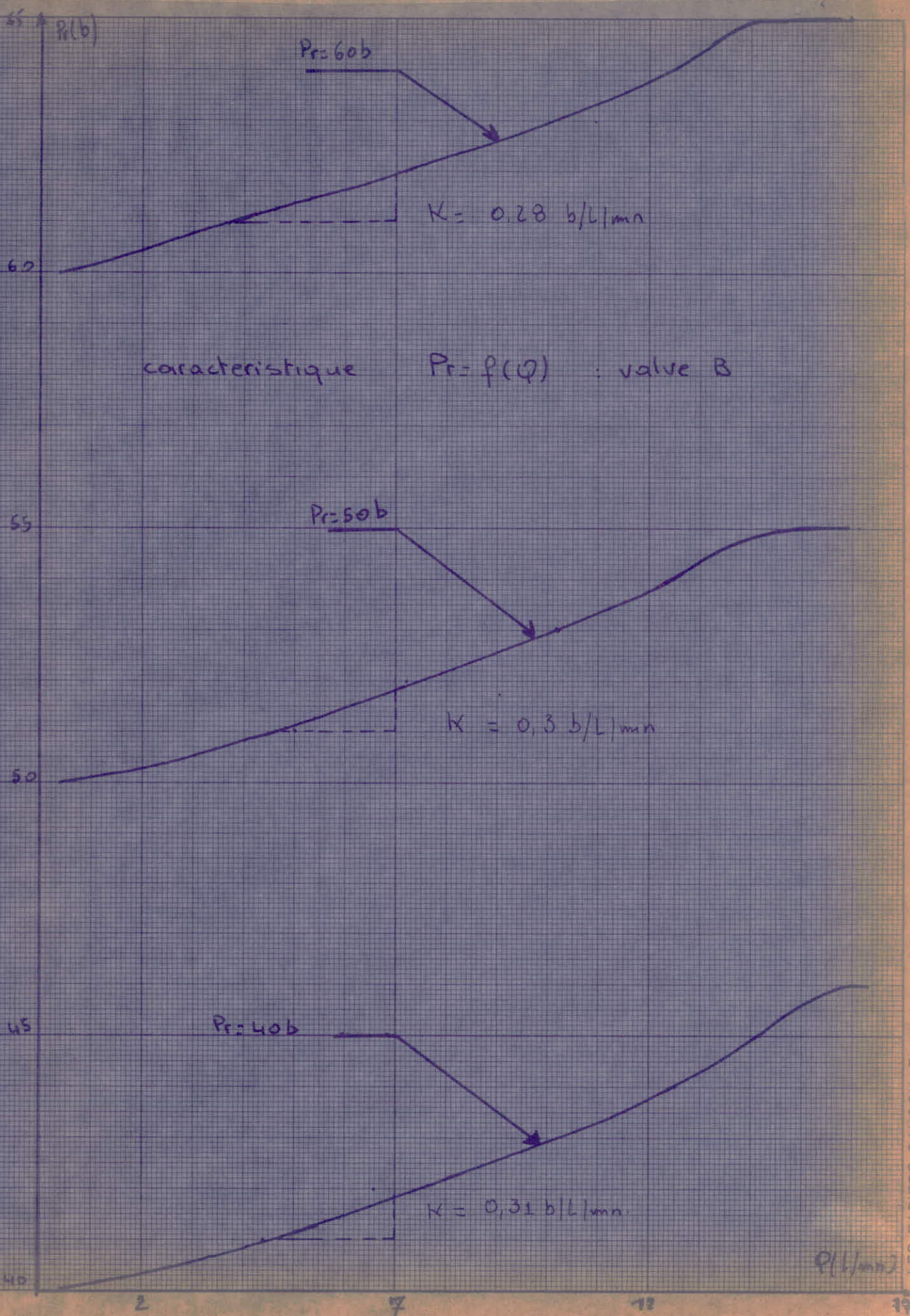
(voir graphique page 67)

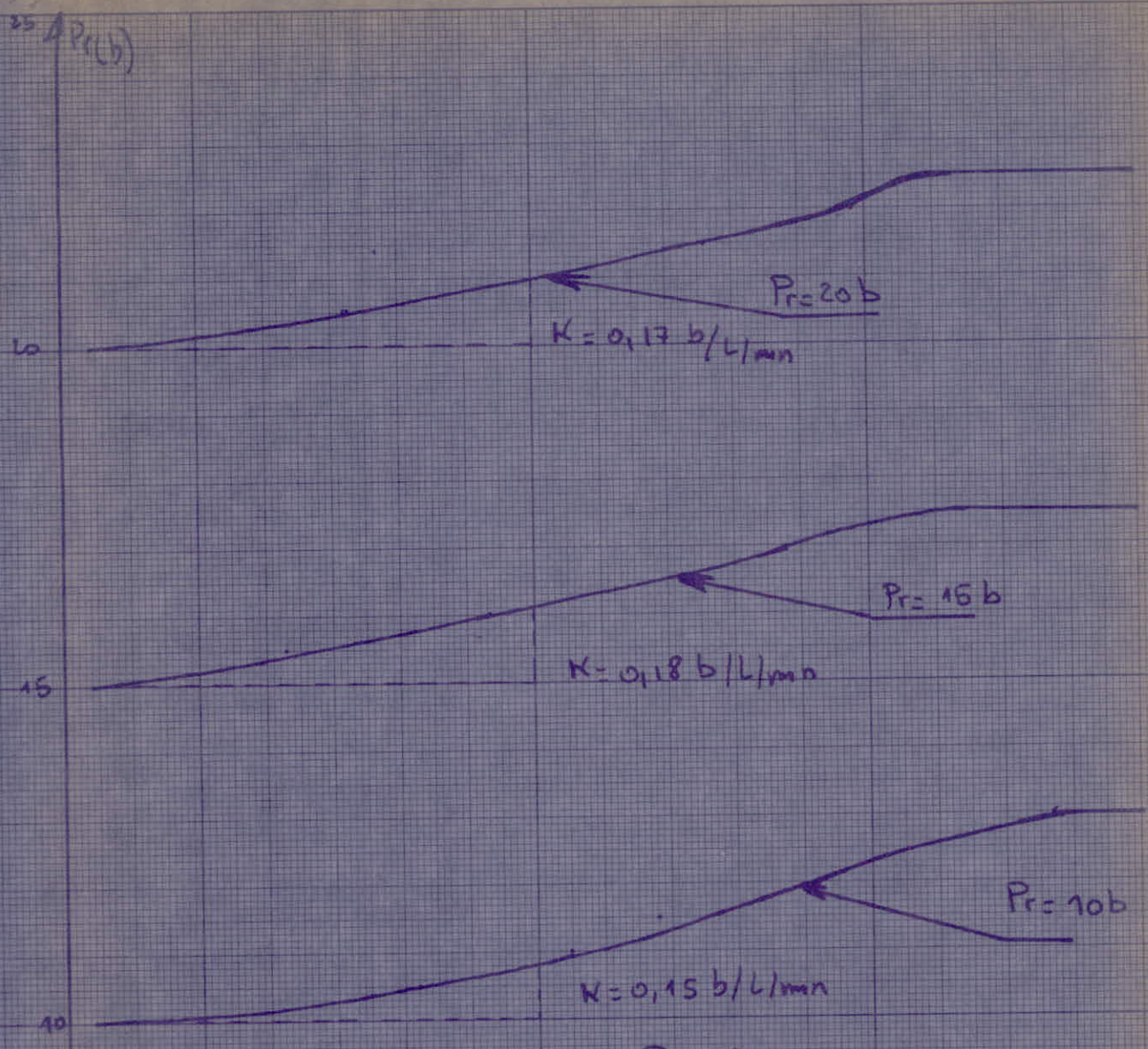
Pointe = 50a : valeur de régulation de pression : circuit de retour A

Q (L/min)	20	5,2	7,5	8,8	11,2	14,7	→	16
Pre (b) valeur initiale = 10b	10	10,5	11	11,5	12	12,5	→	12,5
-----								
Q (L/min)	20	3,3	6,3	8,2	10,8	13	15,5	16
Pre (b) valeur initiale = 15b	15	15,5	16	16,5	17	17,5	18	18
-----								
Q (L/min)	20	4,2	7,1	9,6	11,8	12,9	→	16
Pre (b) valeur initiale = 20b	20	20,5	21	21,5	22	22,5	→	22,5

Tableau XIII

(voir graphique page 68)





caractéristique  $P_r = f(Q)$   
valve A

04/11/19

## 4.5.2 INTERPRETATION

L'Interpretation des caractéristiques obtenues pour les deux valves de regulation de pression du circuit de retour se faisant ainsi :

La Tendance generale de l'augmentation de pression de retour avec l'augmentation de debit etant en plein accord avec la theorie dans le sens où celle ci avait prevue cette tendance.

En effet, on rappelle que la relation liant la pression au debit etait

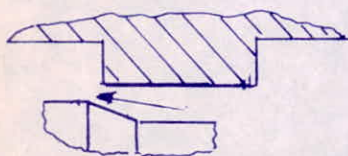
$$dP = K dQ \quad \text{avec } K > 0 \text{ et egal a } 0,16 \text{ l/mn}$$

et que pour les valves de regulation de pression, la pression  $P$  etant la pression de retour alors que le debit  $Q$  etait le debit utilise (à la difference avec la soupape de securite où cette pression etait la pression controlee alors que le debit etait le debit purge)

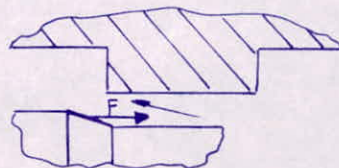
La valeur du coefficient  $K$  etant de  $0,16 \text{ l/mn}$  alors qu'experimentalement on trouve un resultat de l'ordre de  $1,5$  à  $2$  fois la valeur theorique.

Les memes raisons donnees lors de l'etude de la soupape de securite sont invoquees ici quant a cette difference du fait que ces deux valves sont de conception identique a celle de la soupape de securite, d'ou les memes conclusions dans le sens où cette difference est acceptable pour une etude d'une telle approche.

Quant à la tendance pour la courbe à augmenter sa pente (convexite de la courbe) ceci pouvant s'expliquer ainsi : si on observe deux positions extremes de la valve de regulation de pression.



①  
petits debits



grands debit

Aux grands debits, on a, par rapport a la position ①, apparition d'une force sur la pente, force qui est dirigee vers la droite et qui est justement due au fait qu'aux grands debits la vitesse d'ecoulement croit donc que la pression statique au niveau de la pente diminue par rapport à celle existant lors de la position du piston aux petits debits ;

donc par conséquent, l'existence de cette force due au tarage du ressort, cette force est donc dirigée vers la droite ce qui nécessite par conséquent pour équilibrer le tiroir, une augmentation de la pression de retour  $P_r$

C'est ce qui explique la tendance à l'augmentation de la pente, avec l'augmentation de débit

Quant à la tendance finale de la pression de retour à rester constante aux grands débits, ceci s'explique par le fait que tant que la soupape de sécurité fonctionne en régulateur de pression, cette pression (contrôlée), de par ses variations (graphe  $P_c = f(Q)$ ) conditionne la pression de retour (graphe  $P_r = f(Q)$ ) mais qu'aux grands débits la soupape de sécurité ne jouant plus son rôle de régulateur de pression, la pression de retour est donc moins affectée par les variations de  $P_c$  donc que cette pression a tendance à rester constante (on remarquera que les deux régions citées sont pratiquement semblables)

## TARAGE DES RESSORTS

M (g)	F (N)	L (mm)	DL (mm)
1050	10,5	88	3
1550	15,5	91	6
2050	20,5	92	7
3050	30,5	95	10
3550	35,5	103	18
4050	40,5	130	45
X X X X X X X X X X			
M (g)	F (N)	L (mm)	DL (mm)
1050	10,5	66	11
1550	15,5	74	19
2150	21,5	80	25
2550	25,5	87	32
X X X X X X X X X X			
M (g)	F (N)	L (mm)	DL (mm)
450	4,5	102	59
550	5,5	68	25
650	6,5	74	31
750	7,5	78	35
1050	10,5	87	44

Tarage du ressort de la soupape de Sécurité

$L_0 = 85 \text{ mm}$   
 $L_r = 62 \text{ mm}$   
 $DL = L - L_0$

$(R = 3 \text{ N/mm})$

(voir graphe page 72)

Tarage du ressort de la valve de régulation de pression du régulateur de débit

$L_0 = 55 \text{ mm}$   
 $L_r = 11 \text{ mm}$   
 $DL = L - L_0$

$(R = 3,35 \text{ N/mm})$

(voir graphe page 73)

Tarage du ressort du clapet Anti-retour du régulateur de Débit

$L_0 = 43 \text{ mm}$   
 $L_r = 55 \text{ mm}$   
 $DL = L - L_0$

$(R = 0,022 \text{ N/mm})$

(voir graphe page 74)

F(N)

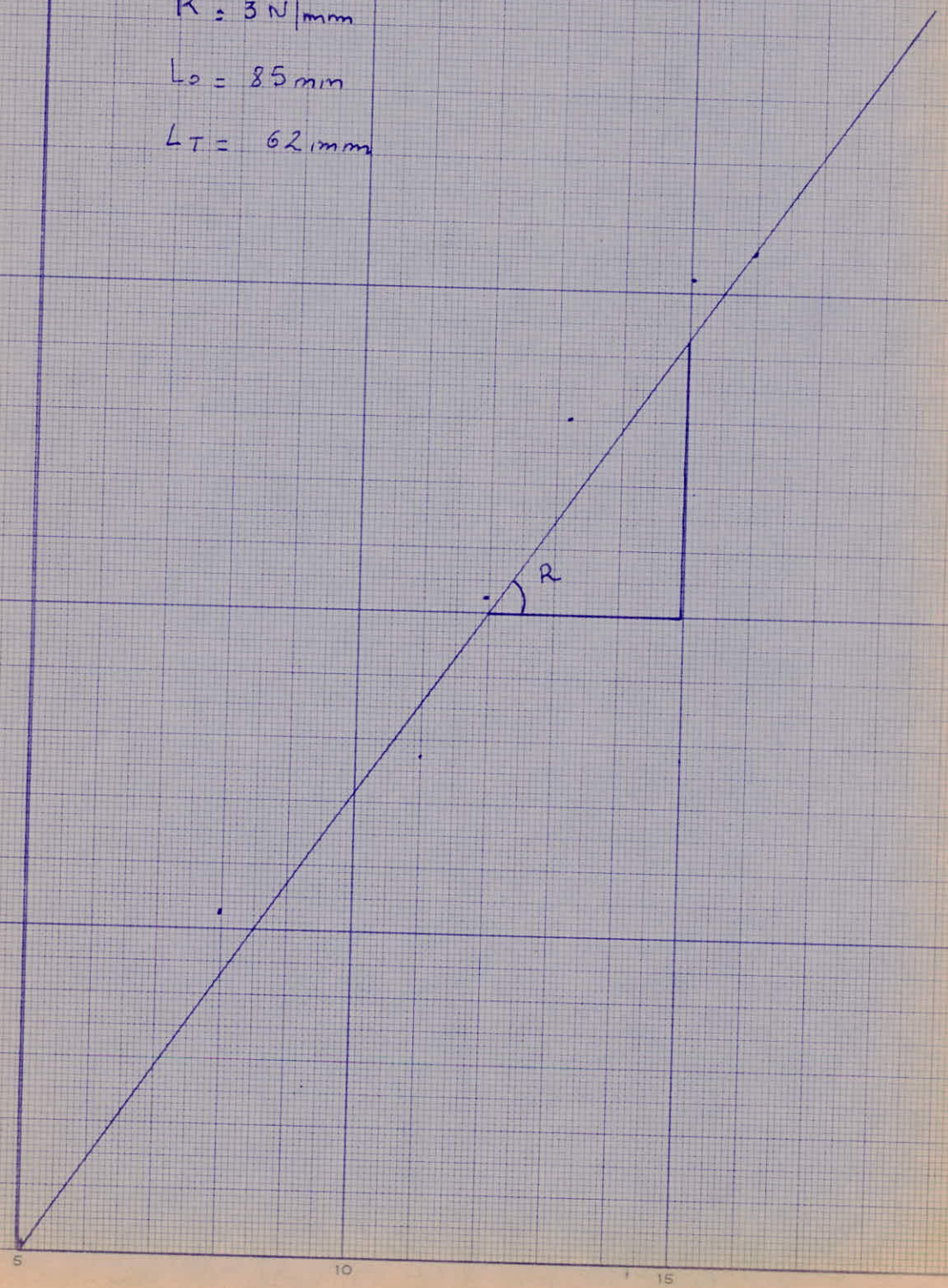
echelle:  $\begin{matrix} \uparrow & P & E=1N \\ \rightarrow & \Delta L & = 2mm \end{matrix}$

Tarage du ressort de  
la Soupape de Sécurité

$$R = 3 \text{ N/mm}$$

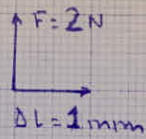
$$L_0 = 85 \text{ mm}$$

$$L_T = 62 \text{ mm}$$



$F(N)$

échelle

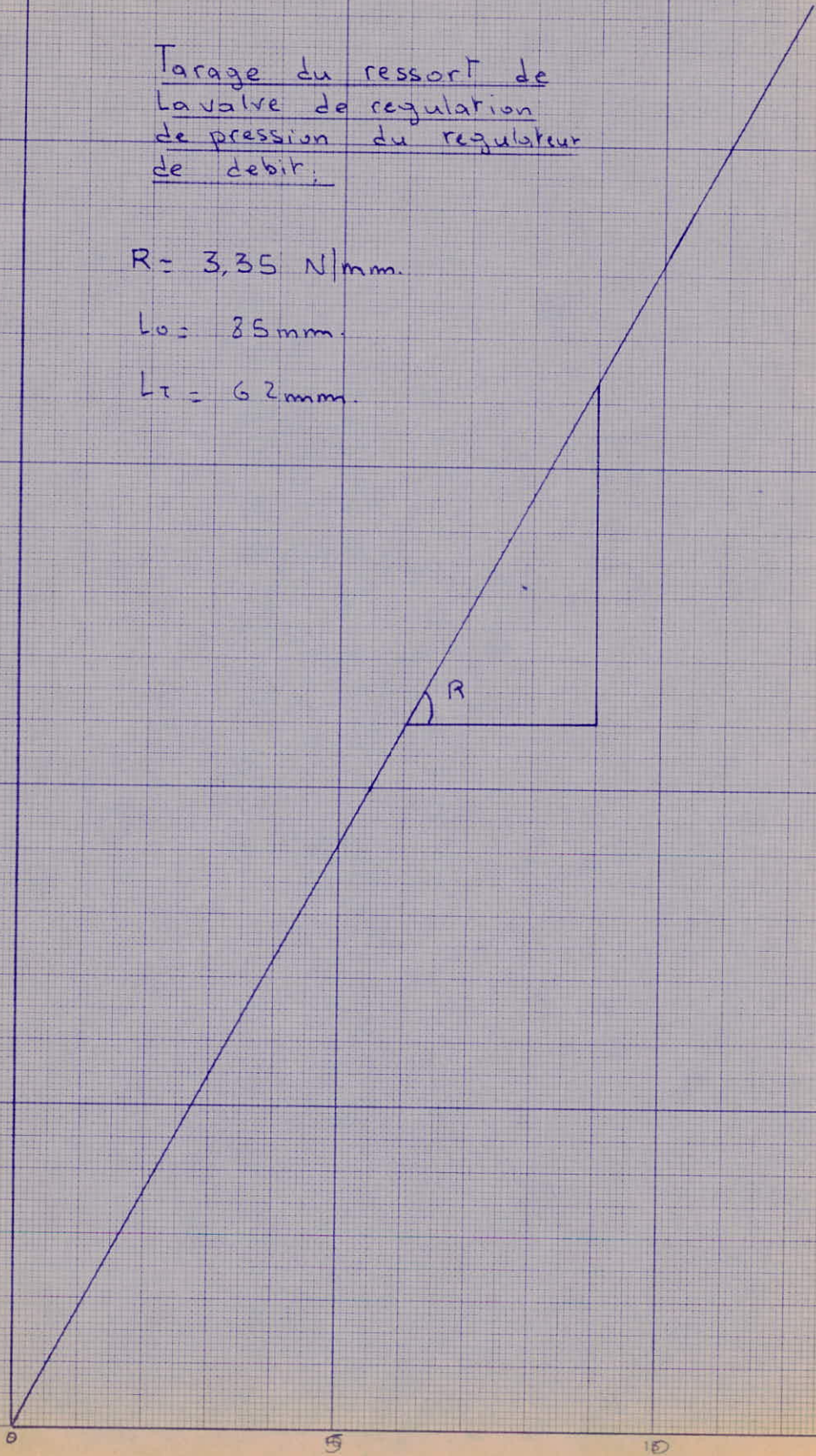


Tarage du ressort de  
la valve de régulation  
de pression du régulateur  
de débit;

$$R = 3,35 \text{ N/mm.}$$

$$L_0 = 85 \text{ mm.}$$

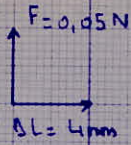
$$L_T = 62 \text{ mm.}$$





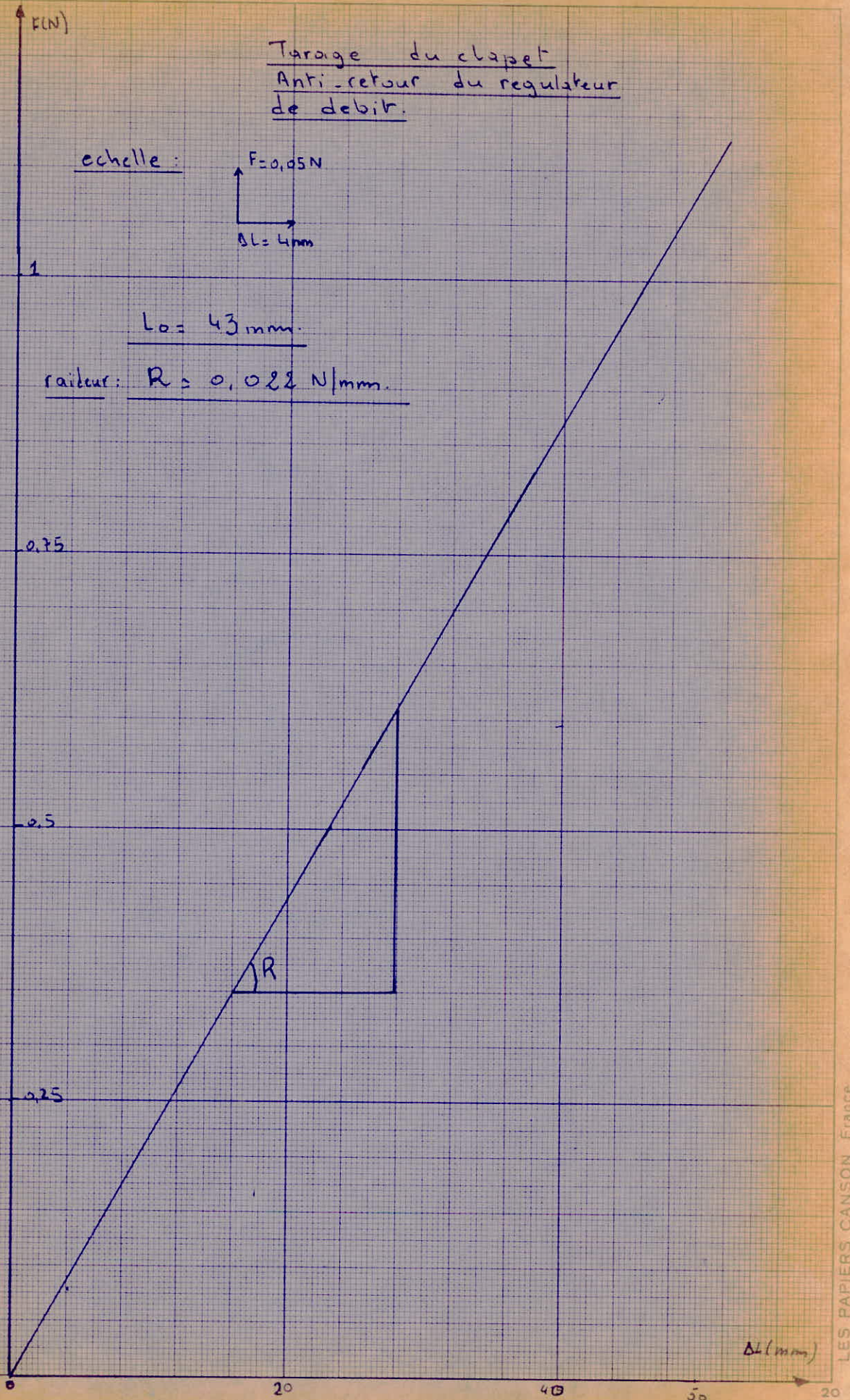
Taraige du clapet  
Anti-retour du regulateur  
de debit.

echelle :



$L_0 = 43mm$

raideur:  $R = 0,022 N/mm$



## CHAPITRE 5

### Propositions d'utilisation futures de ce banc d'essais.

#### 5.1. Introductions

Vu certains problèmes rencontrés dans le cadre de cette étude nous avons jugé utile et nécessaire de parler de l'utilisation réelle de ce banc, comparée à l'utilisation prévue par le constructeur.

En effet, on peut voir que l'utilisation de ce banc peut être vue sous deux angles dans le sens où ce banc devrait être accompagné par un appareillage auxiliaire servant à des démonstrations des principes de fonctionnement des éléments hydrauliques et même d'éléments servant à la régulation des centrales thermiques telles que Turbines à gaz.

En effet avec ce banc d'essais on peut faire des qualitatives et quantitatives des principaux paramètres de fonctionnement du banc et/ou des démonstrations didactiques des principes de fonctionnement des éléments hydrauliques, mais ceci à la condition que l'appareillage auxiliaire existe.

OR, malheureusement, du fait de l'inexistence de cet appareillage au sein du département d'Energetique, (où il devrait normalement s'y trouver, et ce pour des raisons inconnues) nous avons préféré, ici, parler des essais prévus par le constructeur ainsi que des propositions d'utilisation future.

## 5.2 Essais prévus par le constructeur.

### 5.2.1. Etude d'un Verin hydraulique.

- observations, qualitatives et quantitatives, des différents paramètres (débit, pression) sur le comportement du verin.
- Etude de la force de frottement sur la tige du piston
- Etude des pertes de charges dans le circuit hydraulique.

### 5.2.2. Etude d'un groupe moteur/pompe à engrenages.

- Etude des performances caractéristiques du moteur à engrenages (débit, pression, vitesse de rotation).
- Etude des performances de la pompe à engrenages (débit, pression, vitesse de rotation).

( Il est à noter que les montages concernant la pompe et le moteur diffèrent dans le sens où pour étudier la première on la branche directement à l'aspiration alors que pour étudier le second on la branche à l'alimentation. )

### 5.2.3. Etude d'une Servovalve

- détermination du gain en débit de la valve.
- détermination de la caractéristique débit-perte de charge dans la valve.
- tracé de ces caractéristiques.

### 5.2.4. Etude de la cavitation

- détermination des caractéristiques pression / débit
- détermination des caractéristiques : débit / Nombre de Reynolds.

### 5.3 PROPOSITIONS :

Dans Le cas où cet appareillage ne peut-être disponible dans de proches delais, d'autres experiences peuvent être proposées pour ce banc hydraulique entre autres :

- Des demonstrations didactiques ainsi que des travaux pratiques de regulation hydraulique concernant des etudes et tracé de caracteristiques d'elements tels que regulateurs de pression, regulateur de debit.

- Des etudes sur des elements hydrauliques tels que moteurs, pompes, verins, servovalves pouvant être procurés par l'intermediaire de certaines societes specialisées dans ce type de materiel, telles que SONACOME (UNITE LAVIGERIE). (A cet effet, il est a noté que cette dite societe a été contactée et a donné son accord quand a l'eventualité de preter du materiel servant a des etudes et essais).

Cette solution exigeant bien sur des travaux d'adaptation tels qu'usinage de raccords pour l'assemblage du materiel avec le banc.



# CONCLUSION

---

Je ne terminerai pas cette étude sans réitérer mes remerciements à Mr A. WERNER, Promoteur que j'ai eu l'honneur et le plaisir de côtoyer pendant toute la période du projet et lui exprimer à la fois toute mon admiration et mes remerciements pour tout ce dont j'ai pu apprendre surtout dans le sens où la science de la transmission hydraulique était chose nouvelle pour moi, et sans qui ce banc d'essais n'aurait jamais démarré. Ce Banc d'essais, qui nous l'espérons sincèrement, sera dans le futur, d'un apport et d'un intérêt bénéfiques aux étudiants à venir et à qui nous espérons que cette étude, la première pour ce banc d'essais et aussi modeste, soit-elle, puisse leur être d'une aide ainsi que d'une base pour d'éventuelles études à venir concernant ce Banc. J'ajouterai, et ce, en m'adressant au chef de département de Génie Mécanique, Mr A. ZERGUERRAS, que ce banc d'essais, aussi utile soit-il, le serait d'avantage si des mesures adéquates étaient prises, et ce dans l'intérêt des étudiants à venir, pour compléter ce banc d'essais soit par son appareillage auxiliaire ou par du matériel à emprunter de sociétés, pour que ce banc puisse fonctionner à un meilleur rendement.

Je terminerai, enfin, en adressant mes plus vifs et plus sincères remerciements à Monsieur BÉNAFLA ABD. EL. KADER, Agent de Laboratoire au département d'ENERGETIQUE pour son aide, combien précieuse et son dévouement combien sincère quand au bon déroulement de cette étude et à l'élaboration de ce projet.

Nour Eddine. AMROUCHE



# BIBLIOGRAPHIE

Jean - Claude Pruvost :

Les servomécanismes hydrauliques  
et électro hydrauliques.

édition : Ingénieur praticien ----- 1978

Robert AFFOUARD :

Les installations hydrauliques :  
conception et réalisation pratiques.

édition : Ingénieur praticien ----- 1978

J. KOENIG :

L'Automatisation par éléments  
pneumatiques et oleo.pneumatiques.

édition DUNOD ----- 1966

D.P. ECKMAN :

Régulation Automatique Industrielle.

édition DUNOD ----- 1963

R. MOLLE :

Les Composants hydrauliques  
et pneumatique de  
L'Automatique.

édition DUNOD ----- 1967

M. GUILLON :

Étude et Détermination  
des Systèmes Hydrauliques.

édition DUNOD ----- 1961

