

3/84

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie-Mécanique

1ex

PROJET DE FIN D'ETUDES

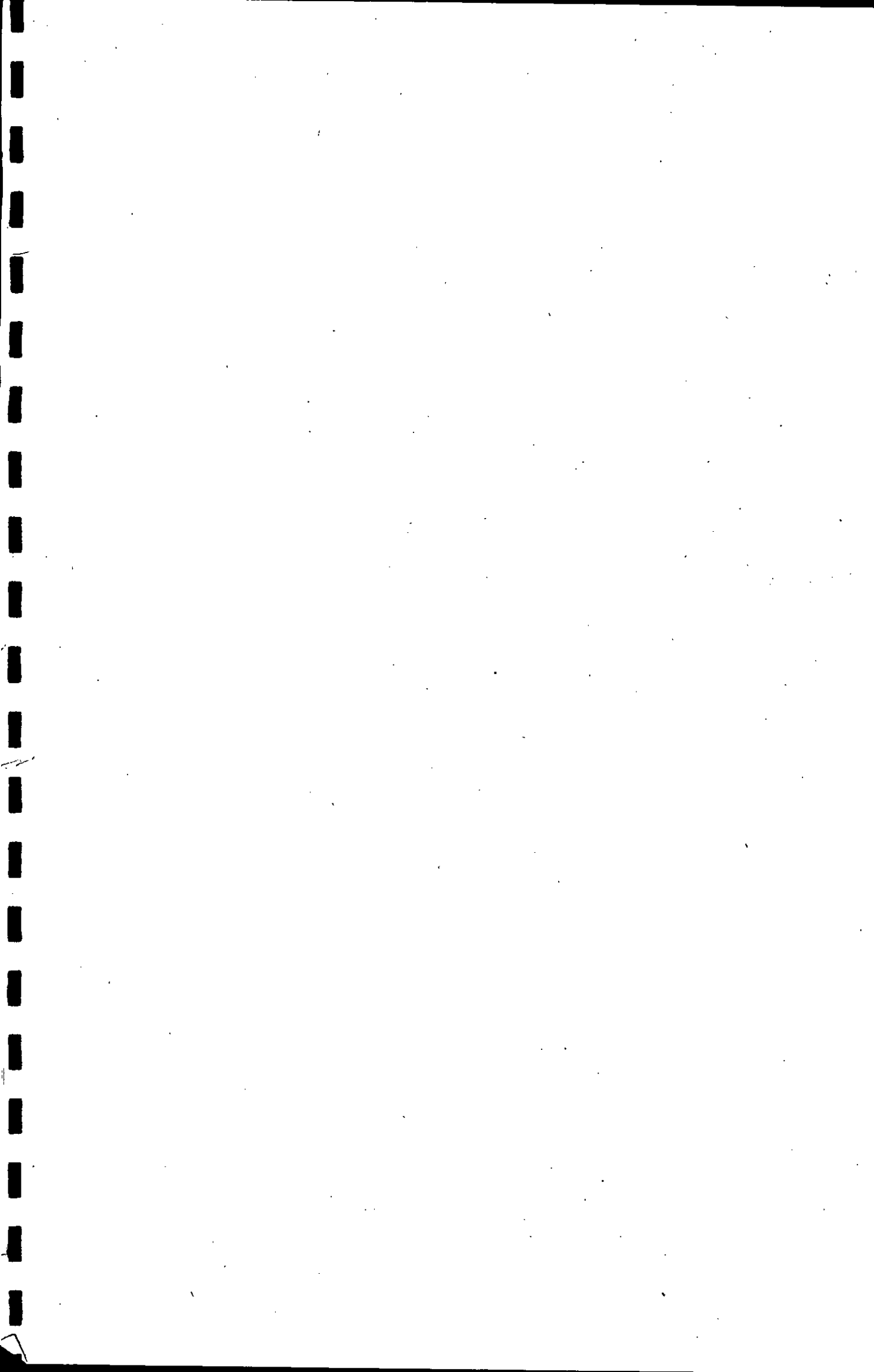
THEME

Système de régulation automatique
de la pression d'alimentation
d'une tuyère

Proposé et suivi par :
A. WERNER
Professeur à l' E. N. P. A.

Etudié par :
A. T. ACHOURI

PROMOTION : JANVIER 1984



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie-Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME
SYSTEME DE REGULATION AUTOMATIQUE
DE LA PRESSION D'ALIMENTATION
D'UNE TUYERE

Proposé et suivi par :

A. WERNER

Professeur à l' E. N. P. A.

Etudié par :

A. T. ACHOURI

PROMOTION : JANVIER 1984

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

اللهم ما طلبنا علمًا نريد به معرفتَ أمرنا كونك
إلا أننا أعطيتنا من عندك متجلبت فيك وقهور
عقولنا في الإحاطة بما فيك فما أعلمك وما أجبرنا
وما أقدرك وما أعجزنا انجانك من مخالف
الذي تقبل منا أعمالنا واجعلنا ما لك لو يبرك
الكريم ووفقنا للعمل برًا في مرضاتك

آمين اللهم رب العالمين

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à la mémoire de mon grand père si el. hadj. Malek pour l'amour et la tendresse infinie qu'il me portait qu'il repose en paix.

À ma grande mère qui m'a élevée en lui souhaitant longue vie.

À mes parents pour les sages conseils qu'ils m'ont prodigué et l'amour qu'ils m'ont donné toute au long de ma vie.

À ma femme avec tout mon dévouement et mon amour pour ses encouragements durant mes dernières années d'études.

À mes frères et sœurs avec toute ma tendresse et mon amour fraternel.

À tous mes amis.

Je dédie mon travail.

H. F. Achouri.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier monsieur A. Werner pour
l'aide inestimable et les conseils qu'il
m'a prodigués durant l'élaboration
de ce projet.

Toute personne ayant participé de près ou
de loin à la réalisation de cette étude
trouvera ici ma profonde gratitude
et ma sincère sympathie.

A. E. Achouri.

TABLE DES MATIERES

HISTORIQUE	page	1
<u>DESCRIPTION DE L'INSTALLATION</u>		
Chapitre 1: Le compresseur	page	2
1.1: Description technologique		2
1.2: Description des parties auxiliaires.		5
1.2.1: Système de démarrage		5
a. but de ce système		5
b. Eléments le composant		7
I. Valve non retour du cylindre H.P.		7
II. Dispositif centrifuge		8
III. Valve de décompression		10
1.2.2: Système de régulation		12
a. but de ce système		13
b. Eléments le composant		13
I. Valve pilote		13
II. Servo-moteurs des cylindres		15
1.2.3: Système de sécurité		15
a. but de ce système		15
b. élément le composant		15
Chapitre 2: La Turbine	page	17
2.1: Généralités sur la turbine		17
2.2: Description et fonctionnement		20
2.3: Résultats obtenus		23
2.4: Justification de l'utilisation de la régulation automatique		31
Chapitre 3: Banc de régulation.	page	32
3.1: Description et but de ce banc		32
3.2: Détendeur		32
3.2.1: but		32
3.2.2: Fonctionnement et description.		34
3.3: Servo-moteur et vanne		36
3.3.1: but		36
3.3.2: Description et fonctionnement		36
3.4: Régulateur P.I.		38
3.4.1: but		38
3.4.2: Description et fonctionnement		38

Chapitre 4: Travaux de démarrage page 41.

41: Travaux concernant le compresseur	41
411: Soupape de sécurité	42
412: Valve pilote	42
413: Valve de décompression du réfrigérant intermédiaire	43
42: Travaux de liaison des barres de tige et de régulat	45
43: Travaux concernant le banc de régulation	46
431: Changement du soufflet de mesure	46
432: Inversion de l'action du régulateur	46
433: Changement de la vanne	47
434: Modification du schéma de l'installation	47
435: Exécution d'un réservoir	47

Chapitre 5: Mise au point du système de régulation page 50

51: Caractéristique de la graduation de consigne	50
511: Manipulation	50
512: Résultats obtenus	52
513: Interprétation	54
52: Réglage des paramètres du régulateur et essai du système.	54

Chapitre 6: Etude de la tige avec l'emploi de la régulation automatique page 55

6.1: Manipulation	55
6.2: Résultats obtenus	55
6.3: Interprétation des résultats	63.

Chapitre 7: Caractéristiques des composants du système de régulation.

7.1: Caractéristiques servo-moteur	64
711: Servo-moteur travaillant à vide.	64
712: Servo-moteur travaillant en charge	67
713: Interprétation.	67
72: Caractéristique de la vanne.	70
73: Caractéristiques des différentes positions des curseurs	73
731: Analyse des différentes positions.	73.
732: Manipulation.	76.
74: Etude du temps d'action du système à régler.	80.

Chapitre 8: Etude de l'instabilité du système. 83.

81. Manipulation.	83
82. Interprétation de notre observation.	84

Conclusion.

HISTORIQUE

La régulation en soit existe bien avant l'homme, - etc :
la régulation de tout les processus dans les organismes vivants.

Mais le point de départ de la régulation automatique dans le domaine de mécanique a été donné par J. Watt à la fin du 18^{ème} siècle.

Le problème posé à ce dernier fut la régulation de la vitesse d'un moteur soumis à des variations de charge.

Dela vient l'invention du régulateur qui a été employé sur les premières machines à vapeur.

Le régulateur à action directe avait comme base, l'action de la force centrifuge et ce dernier est utilisé de nos jours mais en plus petit et plus précis.

DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

Notre installation se compose des trois éléments qui suivent: un compresseur pneumatique, un banc de tuyère et un système de régulation automatique de pression.

CHAPITRE 1

LE COMPRESSEUR

Le rôle du compresseur est l'alimentation du laboratoire d'énergétique en air comprimé.

1.1. Description technologique.

Notre compresseur a été produit en 1966 par la compagnie Ingersoll-Rand ce dernier est du type 30 modèle 77.

C'est un compresseur bi-étages, c'est à dire que la compression se fait dans deux cylindres en série.

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique ayant les références suivantes.

Moteur synchrone MDXT 160 ar 4 de la compagnie Electro-mécanique. (C.E.M).

Puissance: 7,4 kW (10 chevaux).

Tension: 380 V

Ampérage: 16,5 A.

Fréquence: 50 Hz

Vitesse de rotation: $n = 1400 \text{ tr/min}$

Retard phasique : $\cos \varphi = 0,83$ échauffement : 75°C

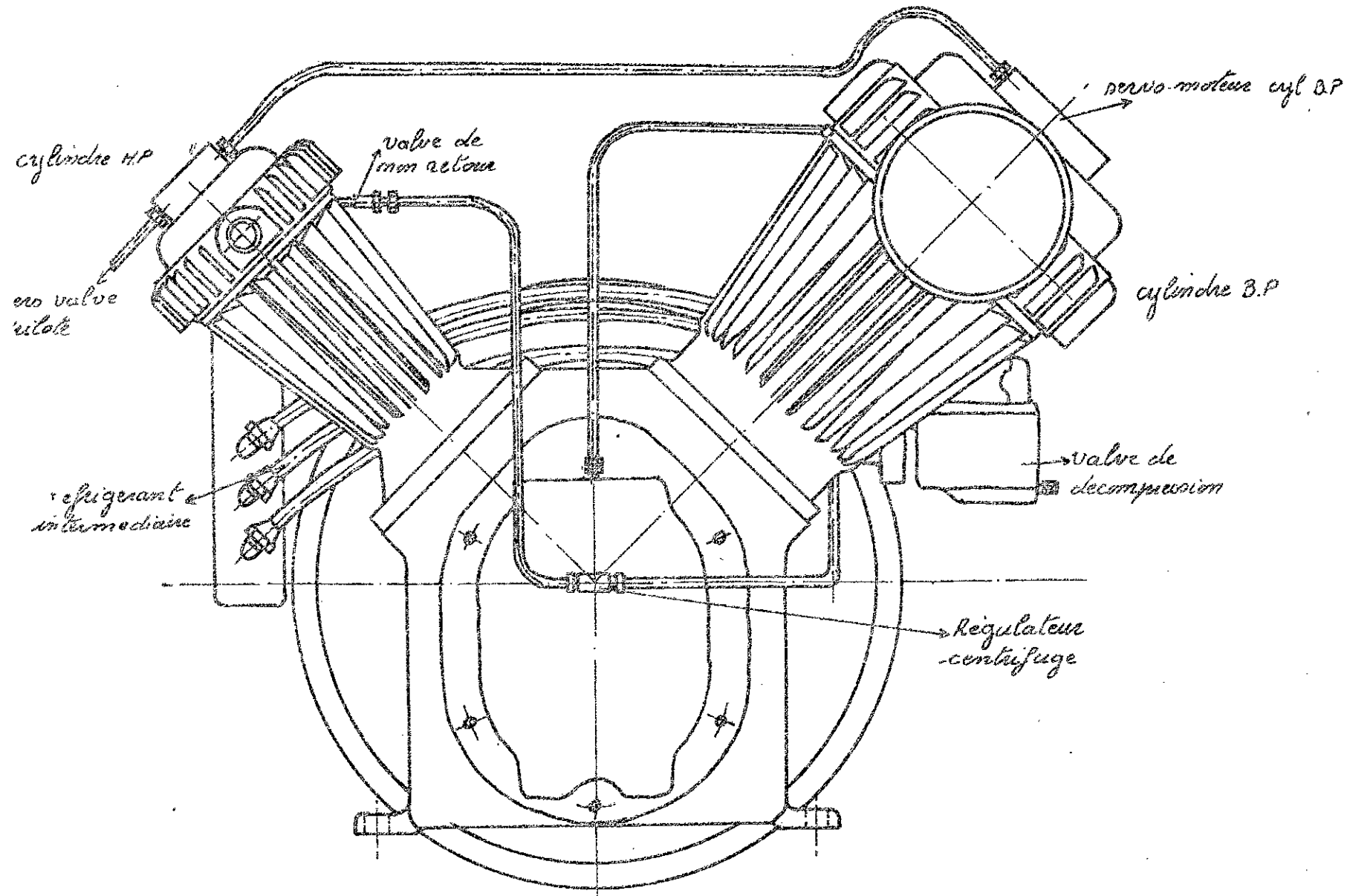
L'entraînement du compresseur est accomplie par trois courroies trapézoïdales.

La production d'air comprimé se fait de la manière suivante:

A l'intérieur du carter se trouve un vilebrequin entraînant deux pistons de taille différentes, chacun logé dans son cylindre. Les cylindres sont disposés en "V".

L'admission d'air se fait au niveau du cylindre basse pression par un filtre d'aspiration. La compression dans cet étage résulte de la montée du piston. Sachant que toute compression est accompagnée d'une forte augmentation de température donc c'est pour cela que le refoulement a lieu dans le réfrigérant intermédiaire.

Puis cet air partiellement comprimé est admis dans le cylindre haute pression où il est plus comprimé et cela de la même manière que dans le cylindre basse pression. Le refoulement se fait dans un réfrigérant et enfin de course arrive au réservoir.



Schema du compresseur.

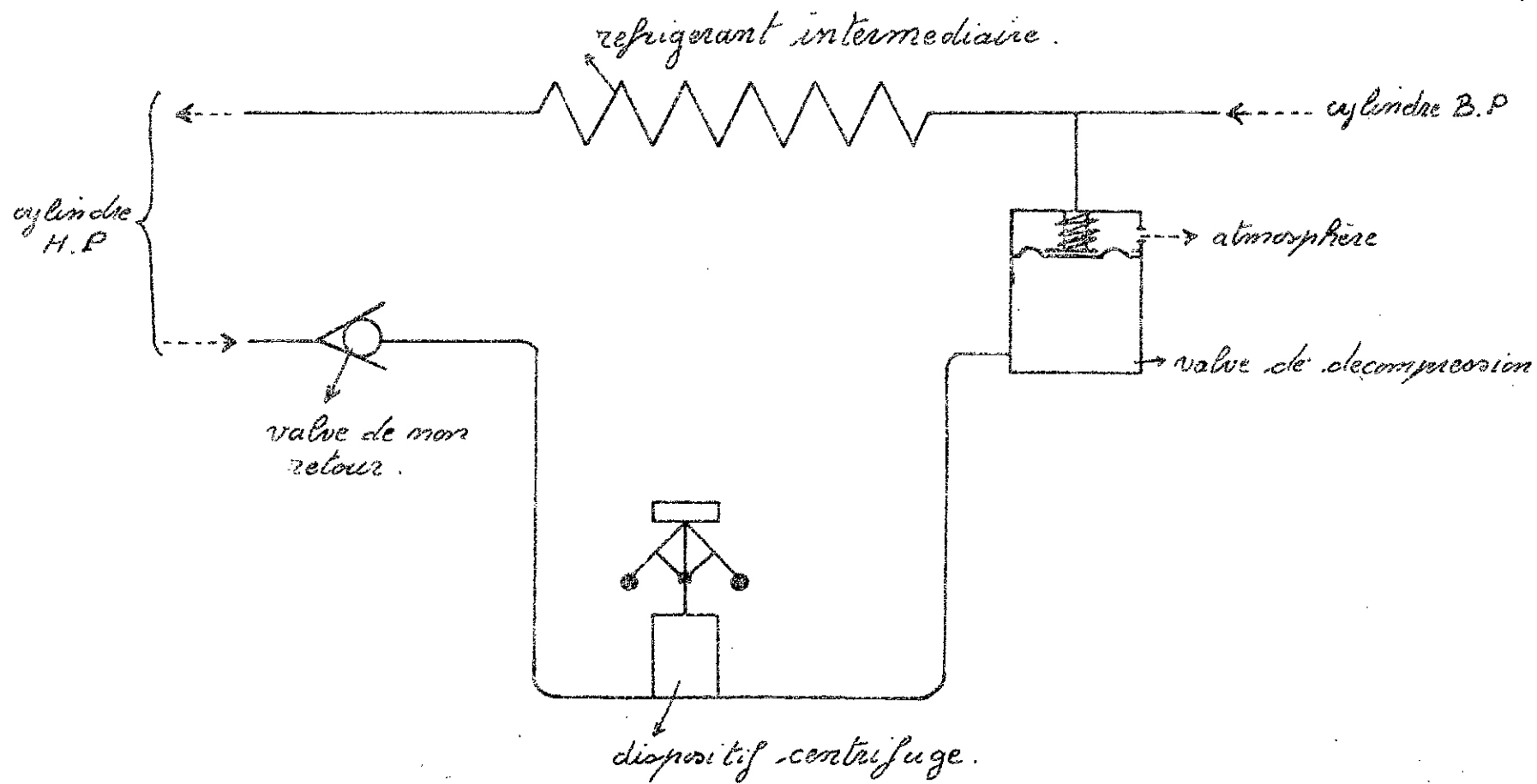
1.2. Description des parties auxiliaires du compresseur:

1.2.1. SYSTEME DE DEMARRAGE.

Le système de démarrage est essentiellement composé d'une valve de décompression, d'une valve de non retour du cylindre haute pression et d'un dispositif centrifuge.

a. But de ce système.

Le but de ce système est de permettre le maintien à vide du compresseur jusqu'à ce que le moteur électrique atteigne sa pleine vitesse. L'ensemble des éléments composant ce système est de mettre à l'atmosphère le cylindre basse pression de même que le réfrigérant intermédiaire pendant l'arrêt et le temps de démarrage du compresseur. On peut donc dire que pendant cette période la compression ne se fait que dans le cylindre haute pression. Donc le but du système est que pendant le démarrage le moteur n'aura pas à vaincre une trop grande charge.



Schema du systeme de démarrage.

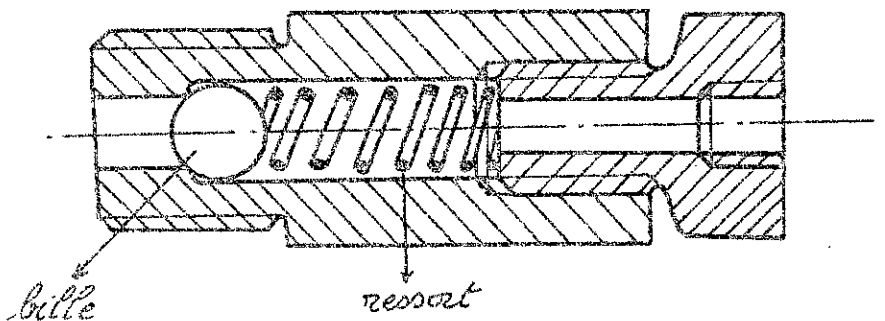
b. Elements le composant.

I. Valve de non retour du cylindre haute pression :

Cette valve de non retour du cylindre haute pression permet le passage d'air comprimé dans la tuyauterie du système de démarrage lors de la compression mais ne permet pas le retour de celui-ci lors de l'admission.

Le fonctionnement de cette dernière est des plus faciles car quand on a montée de pression dans le cylindre haute pression la bille et le ressort sont poussés par l'air comprimé et la bille sort de son siège afin de permettre le passage d'air et pendant la baisse de pression dans le cylindre c'est auparavant la bille rejoint son siège d'où pas de retour possible pour l'air.

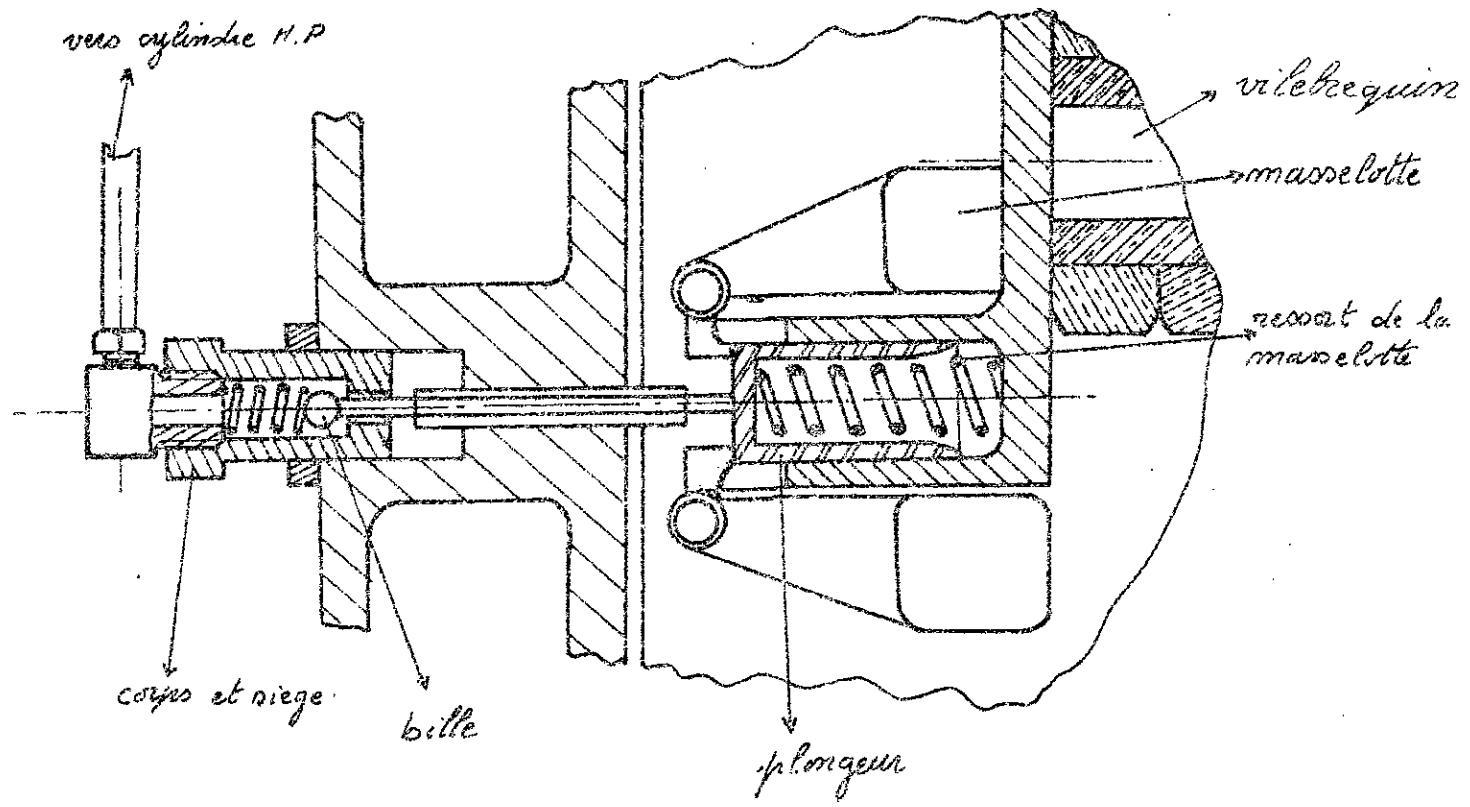
Schema de la valve non retour.



V. Dispositif centrifuge :

Ce dispositif permet l'évacuation de l'air se trouvant dans la tuyauterie lorsqu'on a une vitesse inférieure à celle nominale, cette évacuation se fait à travers le carter.

Le fonctionnement de celui-ci est le suivant : Pendant l'arrêt du compresseur les masselottes sont rapprochées et la bille est repoussée de son siège par son ressort. Mais une fois que le moteur est enclenché, dès qu'il atteint sa vitesse de rotation les masselottes s'écartent brusquement en repoussant le plongeur vers l'intérieur en permettant à la bille de reposer sur son siège afin de permettre à l'air comprimé venant du cylindre haute pression d'aller à la valve de décompression.



Schema du dispositif centrifuge

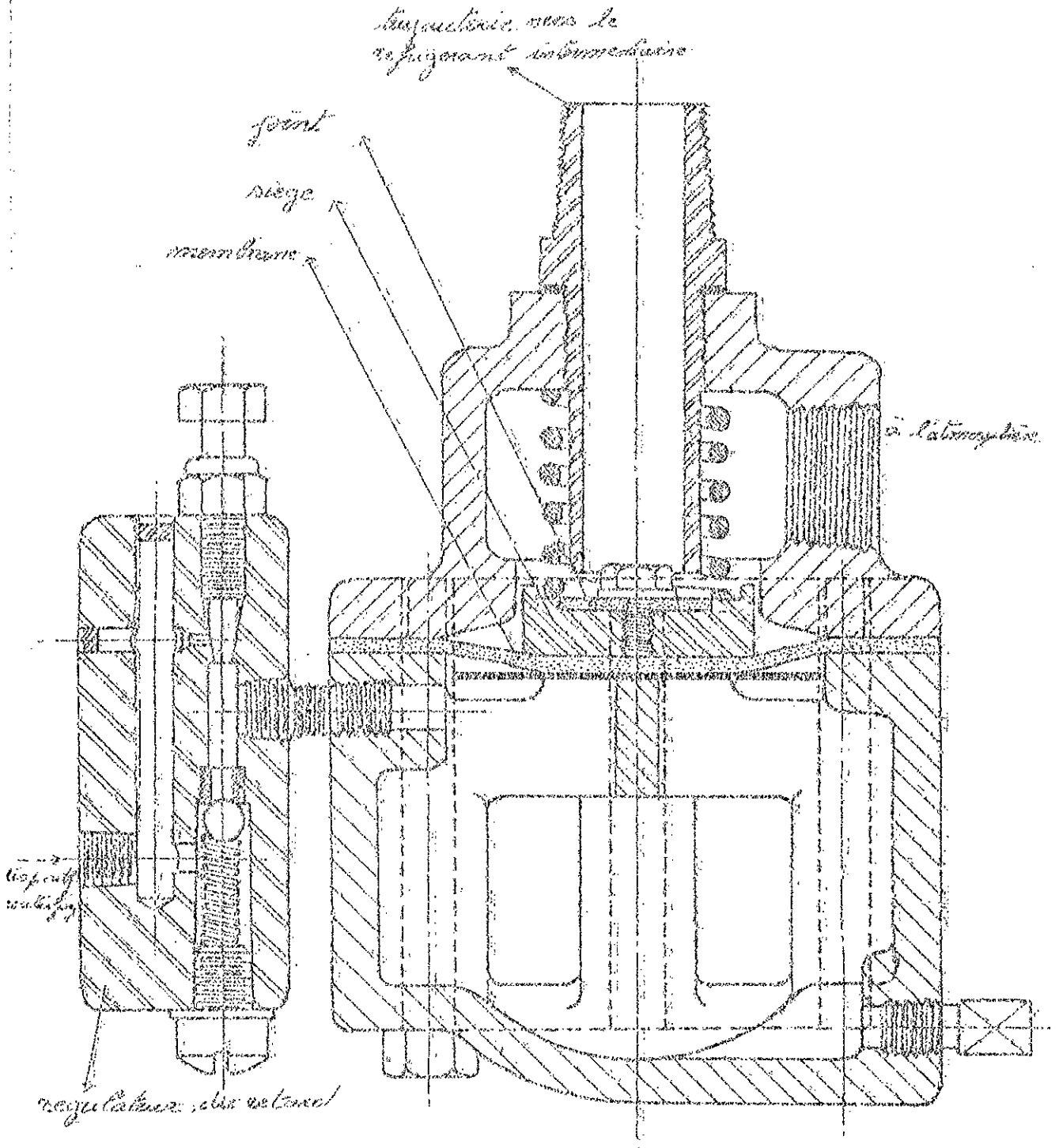
III. Valve de décompression.

Cette valve de décompression est composée d'un dispositif de retard et d'un système de ressort, de siège, de membrane en caoutchouc et d'un carter.

Son fonctionnement se fait comme suit :

L'air arrivant du cylindre haute pression ayant passé la valve de non retour et s'il n'est pas purgé par le système centrifuge, alors il monte dans le dispositif de retard puis dans le carter. La montée de pression dans celui-ci au dessous d'un certain seuil provoque la montée de la membrane en caoutchouc avec le siège reposant sur celle-ci on obtient l'obturation de la tuyauterie qui permet de mettre à l'atmosphère le réfrigérant intermédiaire.

Le régulateur du retard évite la fermeture de la valve par les impulsions de la pression dans la tuyauterie. Et de plus il est équipé d'une soupape de non retour afin d'assurer la mise à l'atmosphère rapide après l'arrêt du compresseur.



Schema de la valve de decompression et non
regulateur d'abaissement.

122. SYSTEME DE REGULATION:

La compagnie Ingersoll-Rand équipe ses compresseurs de deux manières différentes suivant la puissance du compresseur et le nombre d'enclenchement du moteur et d'entraînement.

Pour les compresseurs de basse pression et dont le nombre d'enclenchement est inférieur à deux par heure la régulation se fait par l'interruption et son contacteur magnétique. Ce mode de régulation est dit tout ou rien, c'est à dire qu'on a enclenchement ou déclenchement du moteur et d'entraînement suivant que la pression atteint l'une des bornes de la plage de compression.

Pour les compresseurs de grande puissance et dont le nombre d'enclenchement est supérieur à deux par heure, on a une régulation à vitesse constante. Dans ce cas le moteur électrique a une rotation continue de même que le vilebrequin du compresseur, mais par l'action de la valve pilote et des servo-moteurs, on a l'ouverture constante des soupapes d'admission dans le compresseur d'un marche à vite de ce dernier.

a. But de ce système.

Le but de ce système de régulation à antécédent continu est de maintenir la pression dans une plage donnée.

b. Éléments le composant.

Ce système est composé d'une valve pilotée et de deux servo-moteurs se trouvant chacun en tête d'un des cylindres.

1. Valve pilotée.

La valve pilotée, est reliée au réservoir directement d'un côté et de l'autre à une tuyauterie allant aux deux servo-moteurs des deux cylindres.

Le fonctionnement est réalisé de la manière suivante : quand la pression dans le réservoir atteint le nivel ajusté de la valve pilotée, elle force son piston afin de permettre le passage d'air comprimé dans la tuyauterie puis quand la pression dans le réservoir devient inférieure à celle des nivel de déclenchement le piston revient à son siège donc pas d'air comprimé dans la tuyauterie. Tandis que le passage de l'air se fait par une communication se trouvant dans le guide puis cet air force le piston qui se dirige vers le fin ressort puis il échappe à l'atmosphère

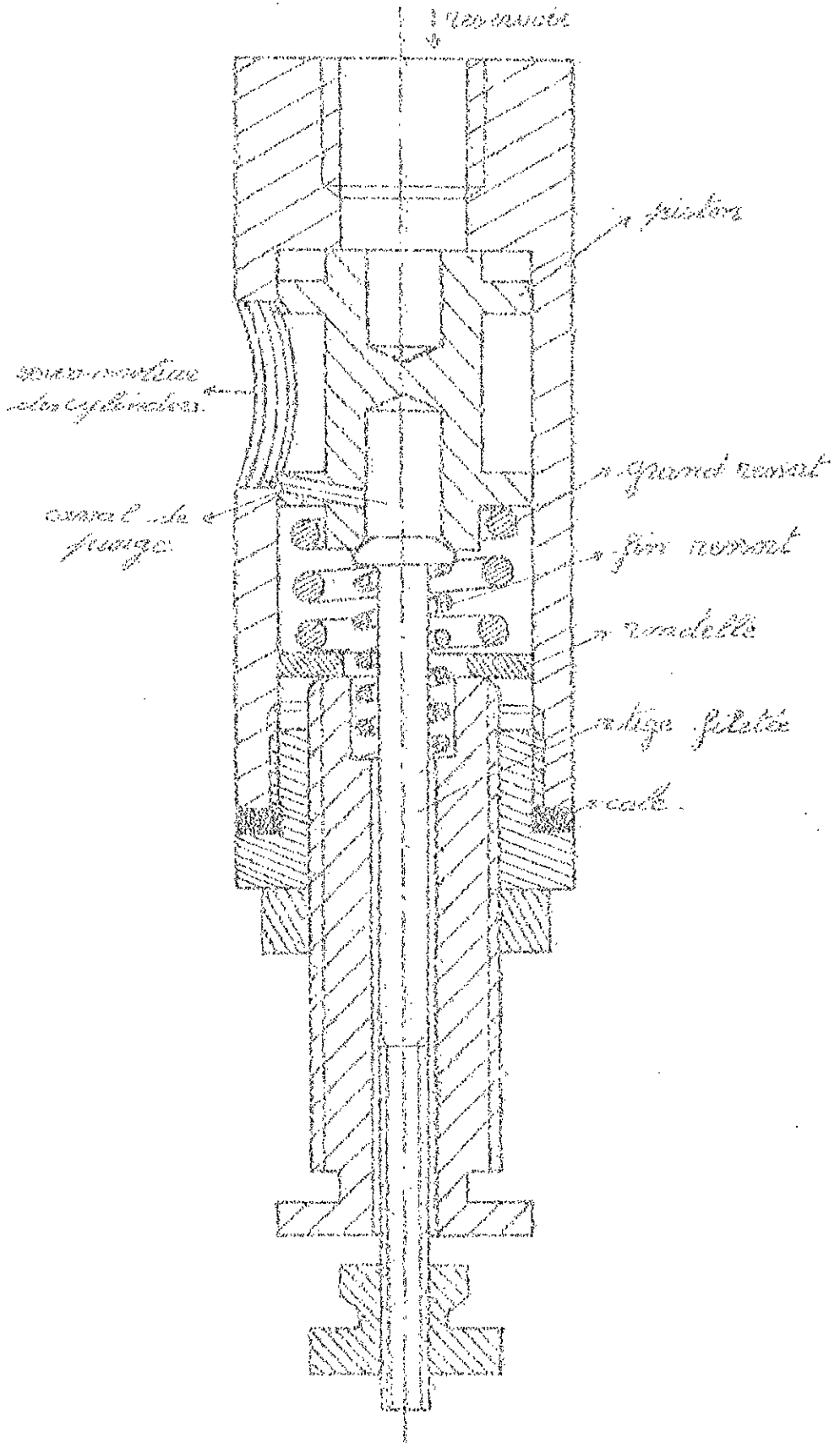


Schéma de la valve pelote

II. Servo-moteurs des cylindres.

Les servo-moteurs sont situés sur la partie supérieure des deux cylindres. Grâce à son piston et son ressort au niveau de chaque servo-moteur la grande pression venant de la valve pilote permet l'ouverture des soupapes d'admission par action sur le système piston-ressort.

123. SYSTEME DE SECURITE.

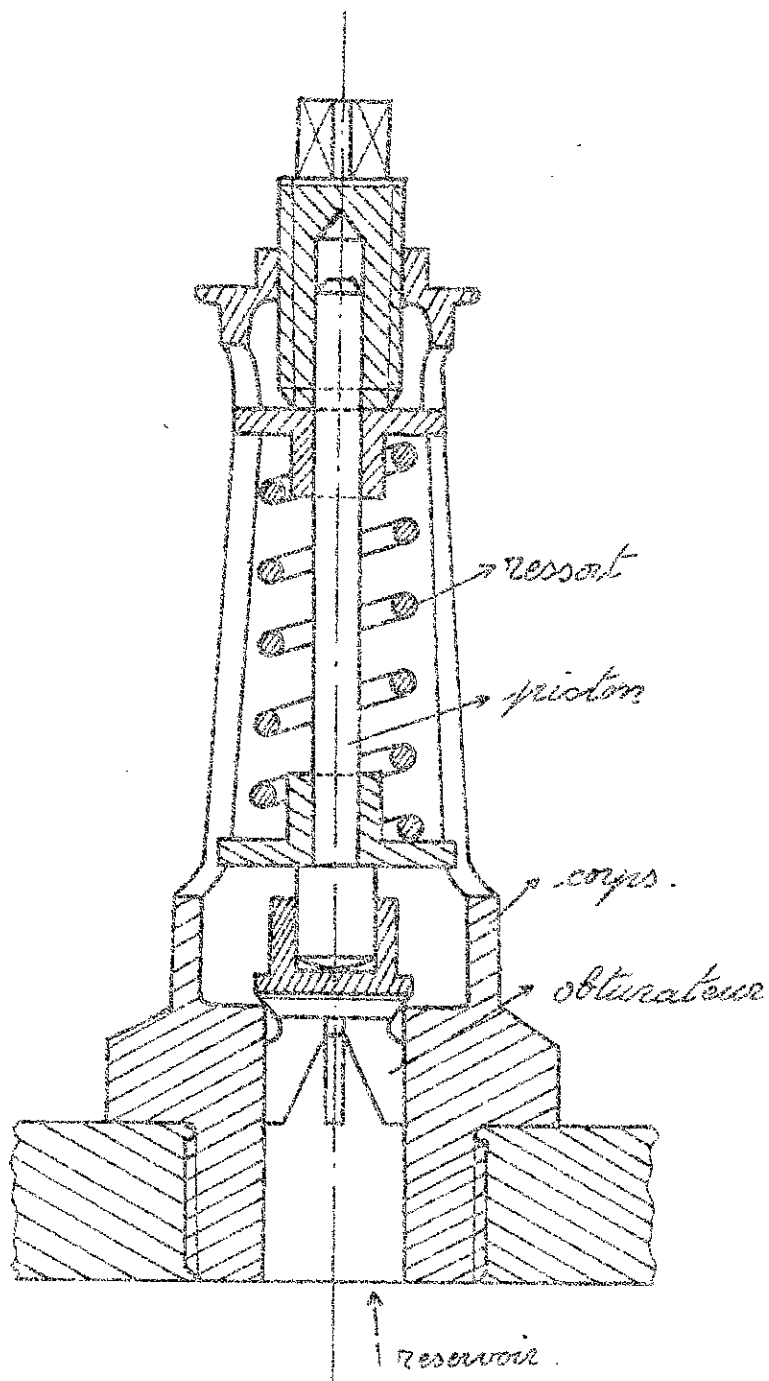
a. But de ce système

Le but de ce système est la protection du compresseur pour contre les très grandes montées de pression.

b. Elément le composant.

Ce système est composé d'une soupape de sécurité réglable par une pression choisie.

Cette soupape de sécurité fonctionne dès que la pression dans le réservoir arrive à vaincre la résistance des ressorts pressant ainsi l'obturateur hors son siège, permettant de cette façon la purge du réservoir.



Soupape de securite

CHAPITRE 2 LA TUYERE

Le banc de la tuyère permet l'étude de la répartition des pressions le long de la tuyère convergente-divergente et surtout l'observation du phénomène d'onde de choc.

2.1. Généralités sur la tuyère.

On a une pression P_1 en amont de la tuyère et une pression P_2 en aval de cette dernière.

Si au départ on a les deux pressions amont et aval égales donc la vitesse est nulle le long de la tuyère.

1. Maintenant si on fait décroître la pression aval P_2 a. Si l'écoulement est subsonique dans toute la tuyère au niveau du convergent on a augmentation de vitesse et diminution de pression jusqu'à une valeur minimale atteinte au col de cette tuyère.

Si le rapport P_{aval}/P_1 amont est proche de l'unité la pression critique ne sera jamais atteinte au col.

Au niveau du divergent la vitesse diminue et la pression augmente jusqu'à atteindre la pression aval P_2 .

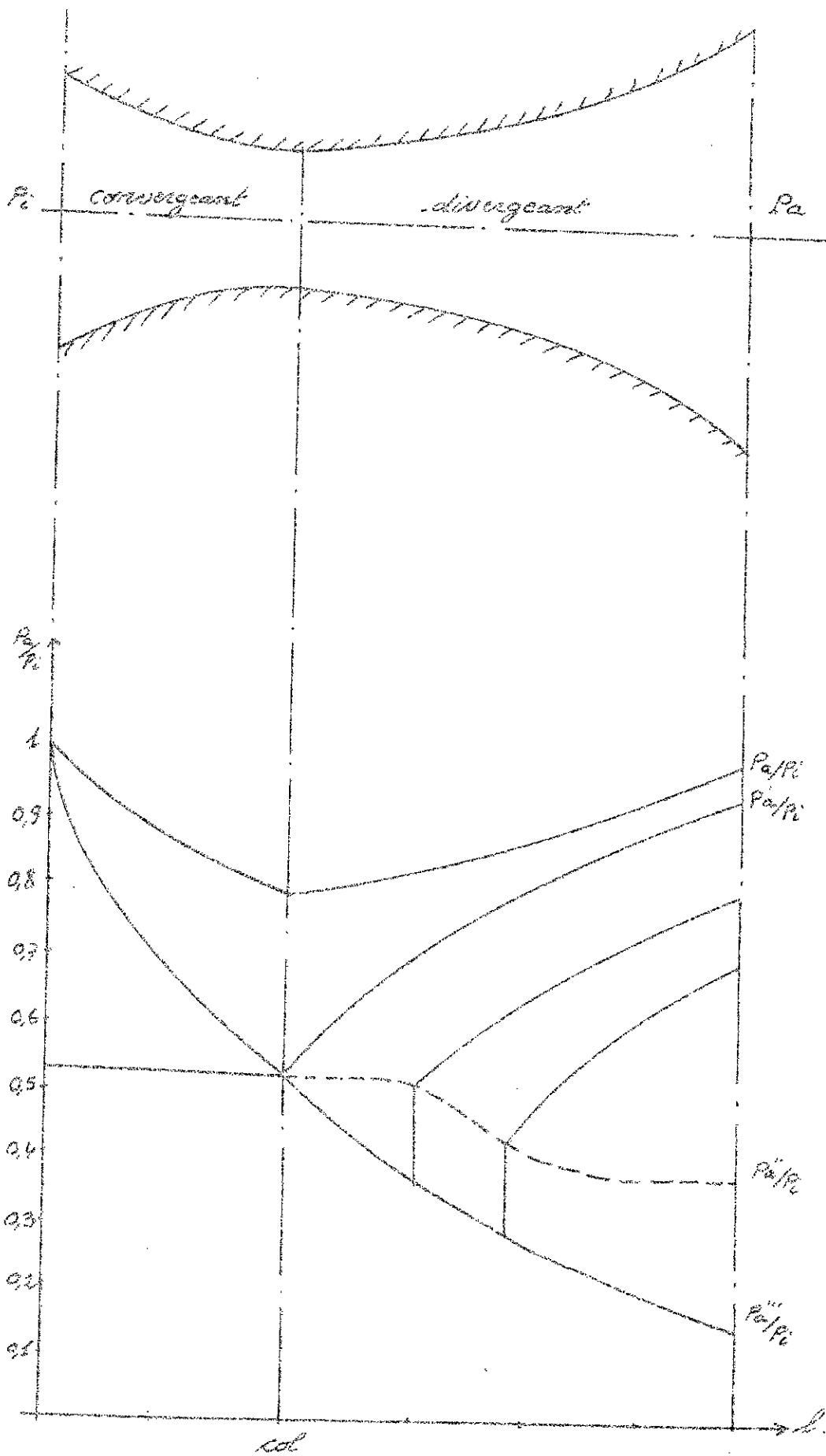
2. Si on fait décroître la pression aval P_2 correspondante à l'atteinte de la pression critique

au niveau du col. Donc l'écoulement est subsonique dans la tuyère sauf au niveau du col.

3. On fait décroître la pression avalé jusqu'à atteindre la pression P_a'' nettement inférieure à P_a' . P_a'' étant la pression à l'instant où l'onde de choc atteint la sortie de la tuyère.

Pour une pression avalé comprise entre P_a' et P_a'' on a un écoulement supersonique accompagné d'onde de choc stationnaire.

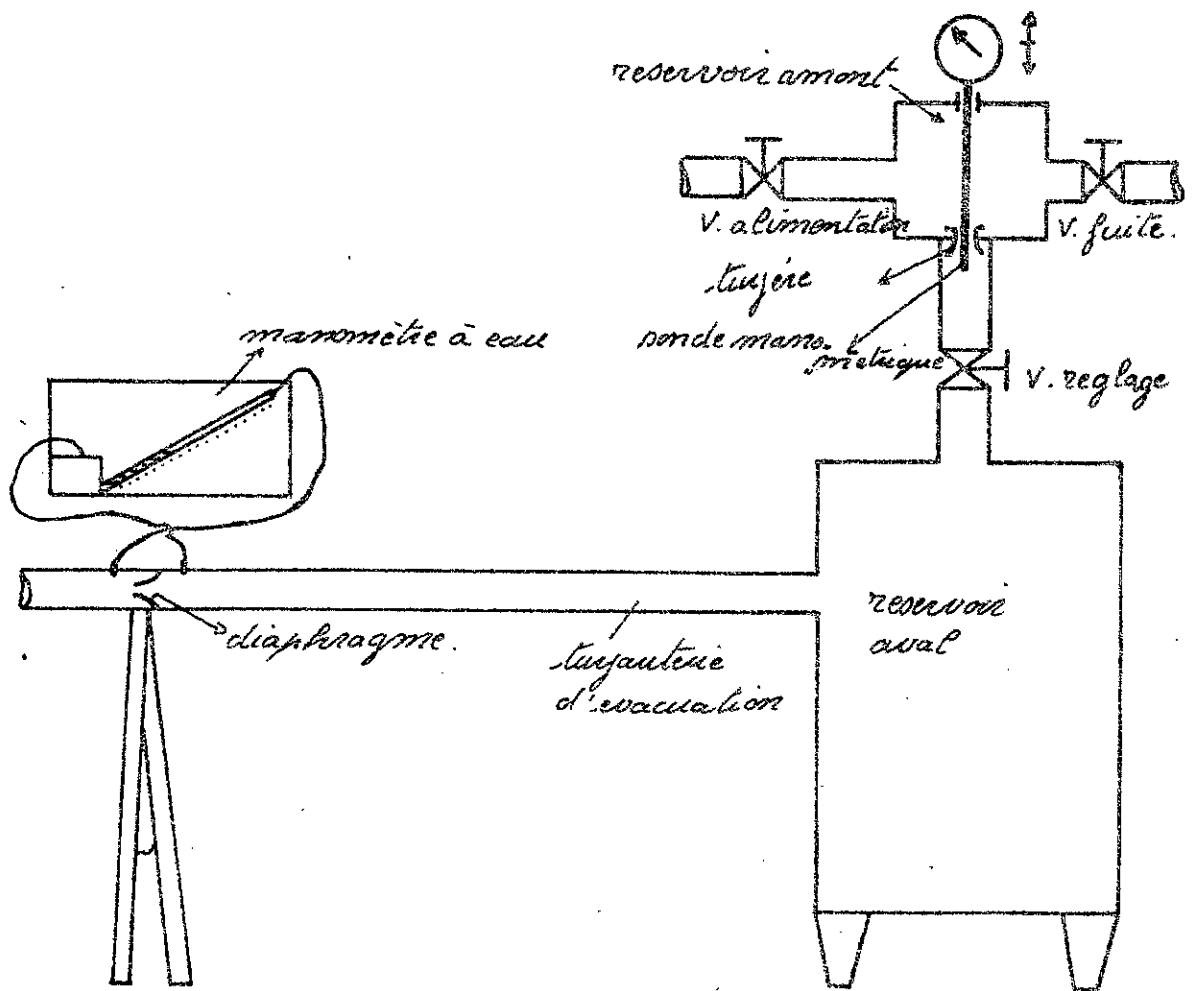
Puis pour une pression avalé P_a''' inférieure à P_a'' on a décollement et le régime devient destructeur.



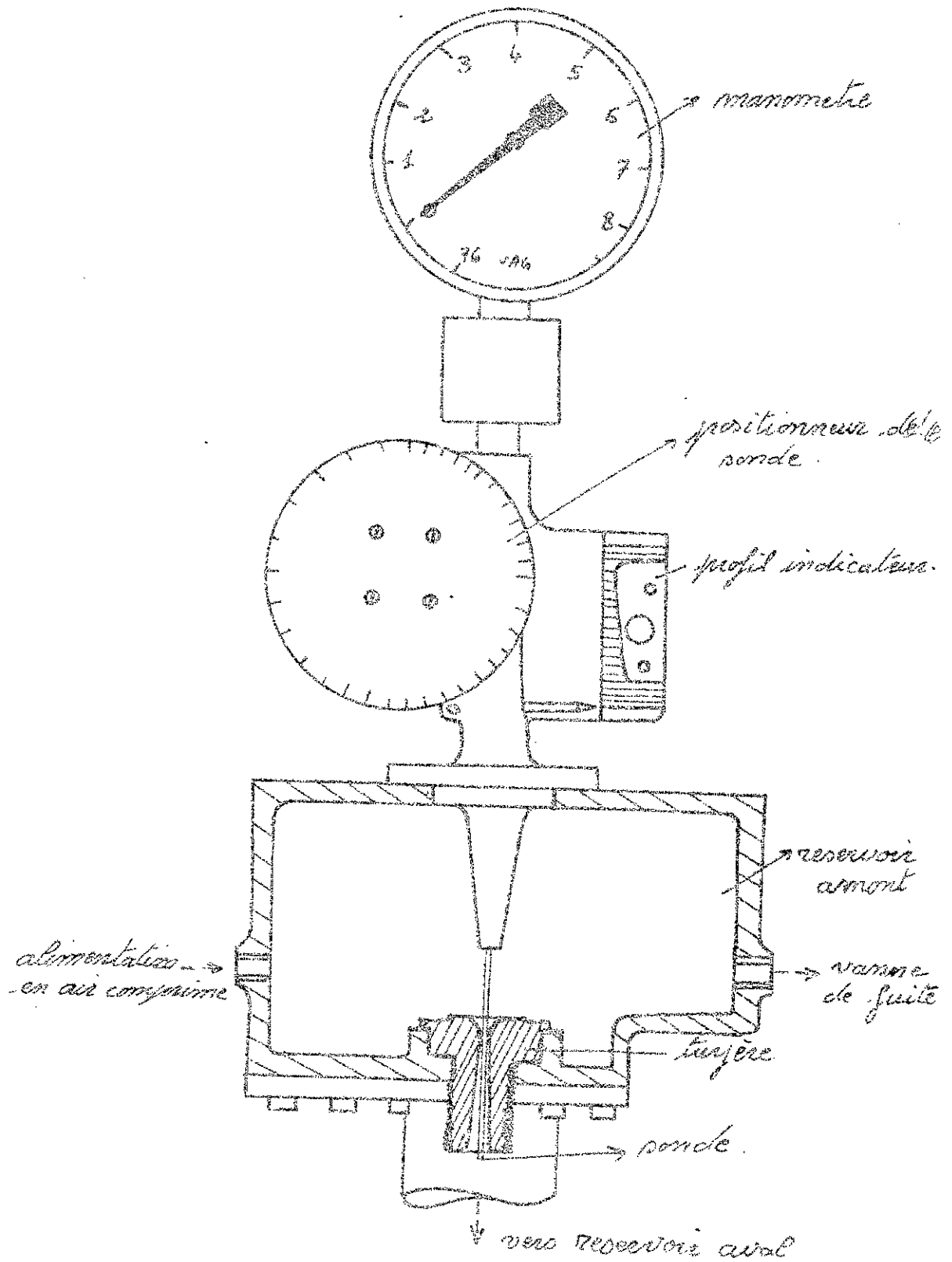
22. Description et fonctionnement

Le point de départ de notre banc est une vanne d'alimentation qui permet l'admission de l'air comprimé au réservoir amont de la tuyère. Ce dernier est équipé aussi d'une vanne de fuite et d'un manomètre qui donne la pression à ce niveau et on a aussi l'emplacement d'un thermomètre. A la base de ce réservoir est vissée une tuyère du genre convergente-divergente, à l'intérieur de celle-ci coulisse une sonde manométrique. Le manomètre et le positionneur de la sonde sont placés sur ce réservoir amont. La tuyère précédente débouche au niveau d'une vanne de réglage qui a son tour débouche dans le réservoir aval. Le réglage combiné de cette vanne de réglage et de la vanne de fuite nous donne les pressions désirées en amont et en aval de la tuyère et cela avec l'ouverture complète et constante de la vanne d'alimentation. Le réservoir aval à son tour se vide par l'intermédiaire d'une tuyauterie d'évacuation qui est équipée d'un diaphragme qui permet la détermination du débit d'évacuation grâce à un manomètre à eau. Pour le fonctionnement

on doit maintenir la pression au niveau du réservoir amont constante, puis en faisant varier la pression aval de la valeur zéro jusqu'à celle de la pression amont. Cela est réalisable par action sur les deux vannes indiquées précédemment. Et pour certaines valeurs on relève les pressions le long de la tuyère à --- (suite page 23.).



Schema global du banc de tuyère



Schema du Banc de tuyère.

l'aide d'une sonde équipée d'un manomètre, à l'extérieur on a une aiguille qui nous indique le point de prélèvement de la pression.

De plus pour chaque valeur de la pression aval on relève sur le manomètre à eau la dénivellation en centimètres d'eau ; ce qui nous permet d'avoir la valeur du débit passant dans la tuyère.

2. Résultats Obtenus.

On a deux graphes.

L'un donnant les pressions relatives en fonction de la position de la sonde du manomètre au niveau de la tuyère pour des différentes pressions en amont et en aval de celle-ci.

Le second graphe nous donne le débit massique en fonction de la pression aval.

On note que pour avoir le débit massique on a pris la variation de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme du manomètre à eau et ce-ci en centimètre d'eau. Puis on utilise le graphe donné dans le mémoire de M. KERRIS (1) page 56 a figure n° 5-9. Ce graphe donne le débit massique en fonction de la variation de pression en centimètre d'eau.

$$Q_m = f(DP).$$

Tableaux donnant la précision relative en fonction de la position de la corde manométrique.

Tableaux n°1

Pression = 6,1 bars

Pression = 0 bars

Position de la corde	Pression en bars	Position de la corde	Pression en bars
1	6,1	16	1,4
2	6,1	17	1,2
3	6,1	18	1
4	6,1	19	0,9
5	6,1	20	0,8
6	6	21	0,7
7	5,8	22	0,6
8	4,6	23	0,5
9	3,9	24	0,35
10	3,7	25	0,1
11	3,4	26	0
12	3	27	0
13	2,6	28	0
14	2	29	0
15	1,6	30	0

Tableau n° 2

Pompe : 6,1 bars

Pavale = 2 bars.

Position de la sonde	Pression en bars	Position de la sonde	Pression en bars.
1	6,1	16	1,6
2	6,1	17	1,5
3	6,1	18	2
4	6,1	19	2
5	6,1	20	2
6	6	21	2
7	5,8	22	2
8	4,6	23	1,8
9	3,9	24	1,8
10	3,7	25	2
11	3,4	26	2
12	3	27	2
13	2,7	28	2
14	2,2	29	2
15	1,75	30	2

Tableau n° 3

Pomont = 6,1 bars

Pavale = 3 bars

Position de la sonde	Pression en bars	Position de la sonde	Pression en bars.
1	6,1	16	2,75
2	6,1	17	2,75
3	6,1	18	2,75
4	6,1	19	2,75
5	6,1	20	2,7
6	6	21	2,7
7	5,8	22	2,7
8	4,6	23	2,75
9	3,9	24	2,8
10	3,7	25	3
11	3,4	26	3
12	3	27	3
13	2,75	28	3
14	2,5	29	3
15	2,6	30	3

Tableau n° 4

Paromont = 6,1 bars

Parvale = 4,5 bars

Position de la sonde	Pression en bars	Position de la sonde	Pression en bars
1	6,1	16	4,4
2	6,1	17	4,4
3	6,1	18	4,4
4	6,1	19	4,5
5	6,1	20	4,5
6	6	21	4,5
7	5,8	22	4,5
8	5	23	4,5
9	4,7	24	4,5
10	4,6	25	4,5
11	4,5	26	4,5
12	4,4	27	4,5
13	4,4	28	4,5
14	4,4	29	4,5
15	4,4	30	4,5

Pression le long de la tige en bars

Q+bars

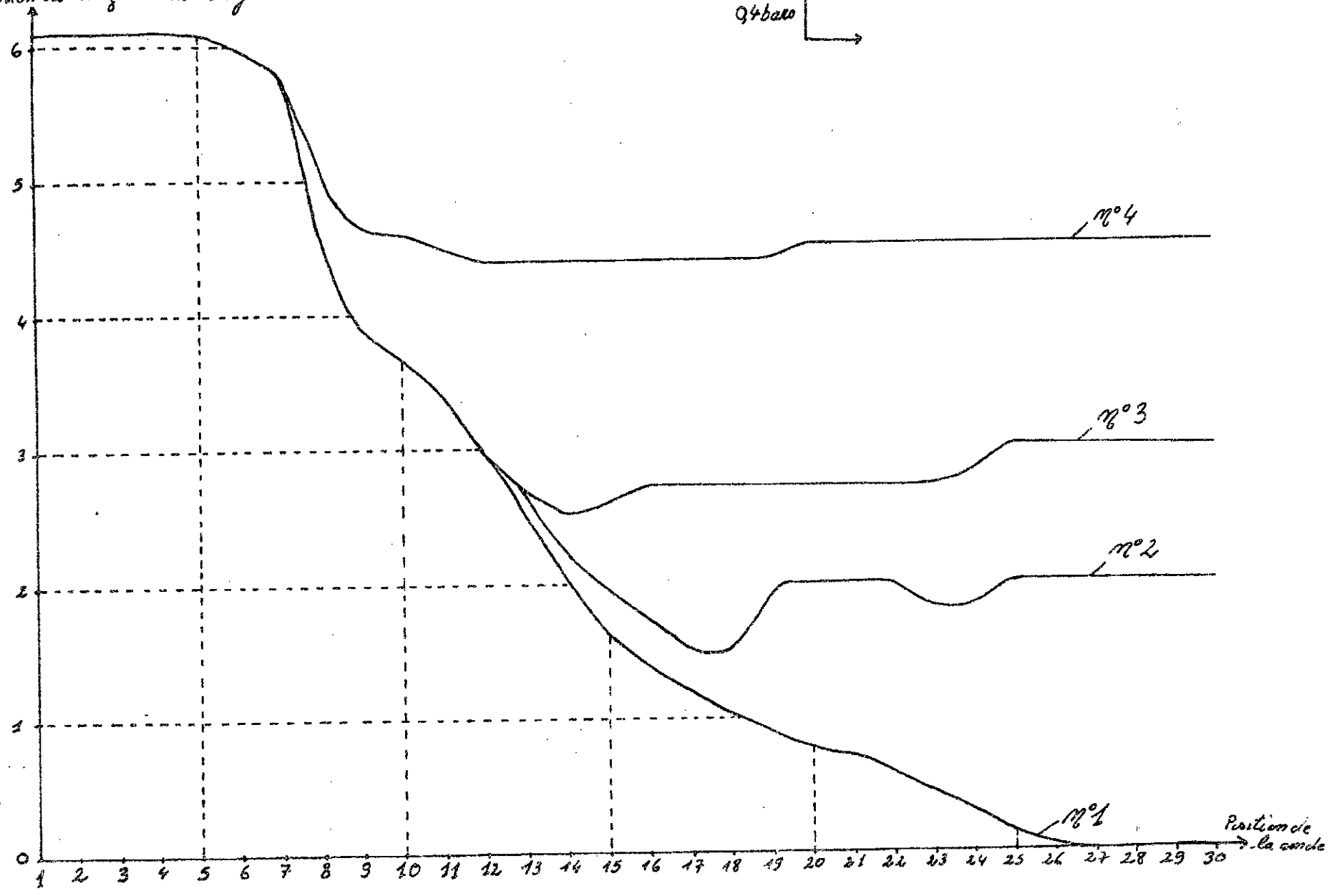
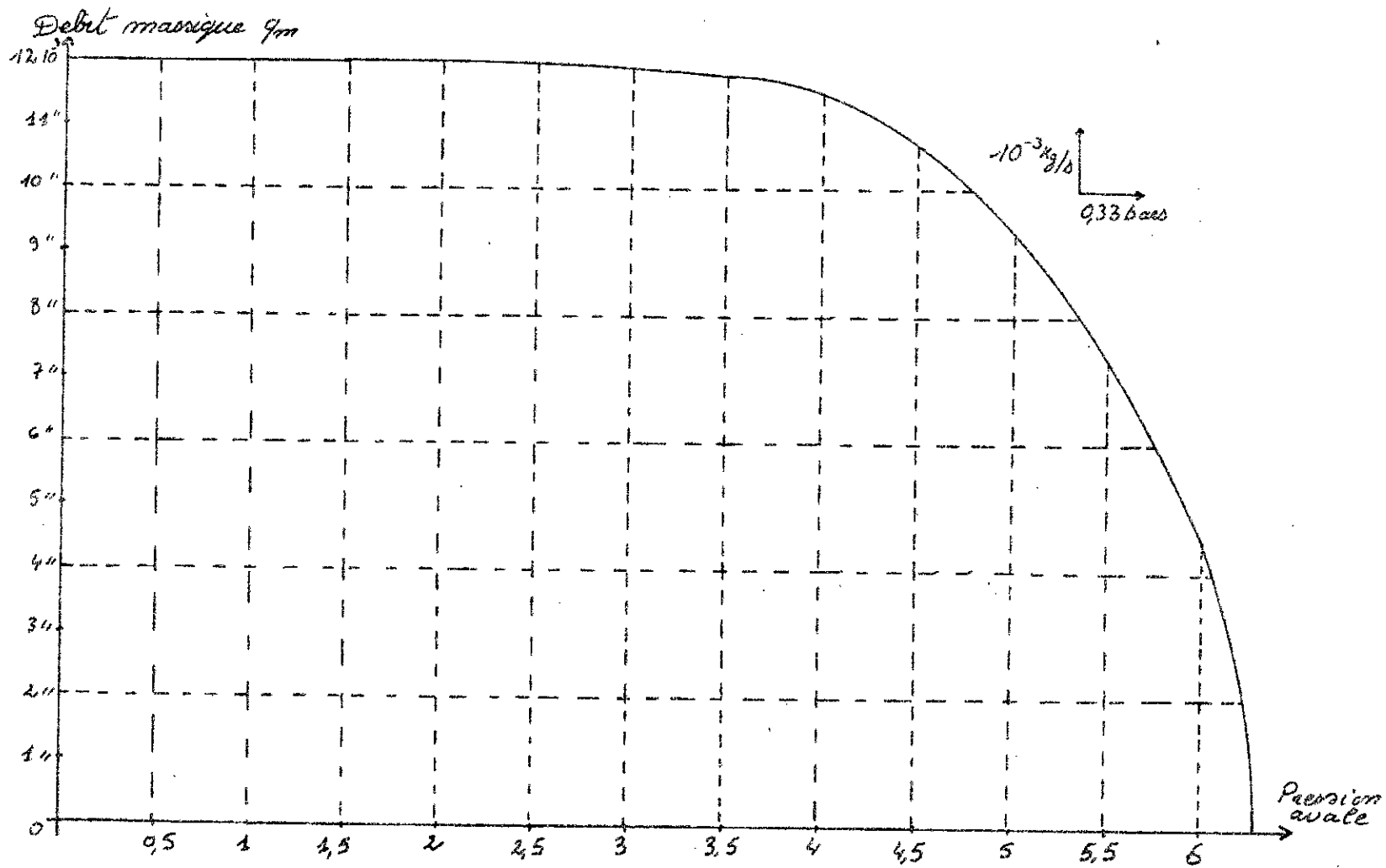


Tableau donnant le débit massique en fonction de la pression en aval de la tuyère.

Tableau n° 5.

Pression = 6,25 bars.

Pression aval	ΔP en (cm) d'eau	débit massique en kg/s
0 bars	6	0,012
0,5 bars	6	0,012
1 "	6	0,012
1,5 "	6	0,012
2 "	5,9	0,1195
2,5 "	5,8	0,119
3 "	5,7	0,1185
3,5 "	5,6	0,118
4 "	5,4	0,117
4,5 "	4,5	0,1025
5 "	3,6	0,0098
5,5 "	2,2	0,007
6 "	0,6	0,0045



I. Interprétation des résultats

Pour le premier graphe, on constate que notre graphe présente des courbes pas très conformes à celles données dans le graphe des généralités sur la touje et cela est tout à fait normal vu que l'on a des pertes charges le long de la touje. Pour le deuxième graphe on voit que pour de différentes pressions avalées et pour une pression amont fixe, on a des débits différents mais seulement pour des pressions avalées allant de zéro à deux bars le débit est le même et ce-ci est normal seulement cette constance de débit n'est pas suffisante car elle aurait dû rester constante jusqu'à la valeur de la pression critique. Donc on rejette cela sur la erreur de lecture et un point et à l'agitation de la colonne du manomètre à eau.

2. Justification de l'utilisation de la régulation automatique.

Ce qui justifie l'utilisation de la régulation automatique c'est surtout pour avoir une pression amont fixe. C'est à dire que même si le compresseur fournit de l'air à pression variable et malgré que l'on fait varier la pression avalée notre pression amont de travail reste rigoureusement constante.

CHAPITRE 3

BANC DE REGULATION

3.1. Description et but de ce banc.

On a l'alimentation venant du compresseur qui arrive au détenteur. Sa sortie rejoint par l'intermédiaire d'une tuyauterie le régulateur proportionnel-intégral avec capteur incorporé. Ce dernier est relié par tuyauterie à l'aval de la vanne, cette tuyauterie a un schéma variable à l'aide de robinets à trois voies. Et cela afin que l'air parcourt des résistances et un réservoir.

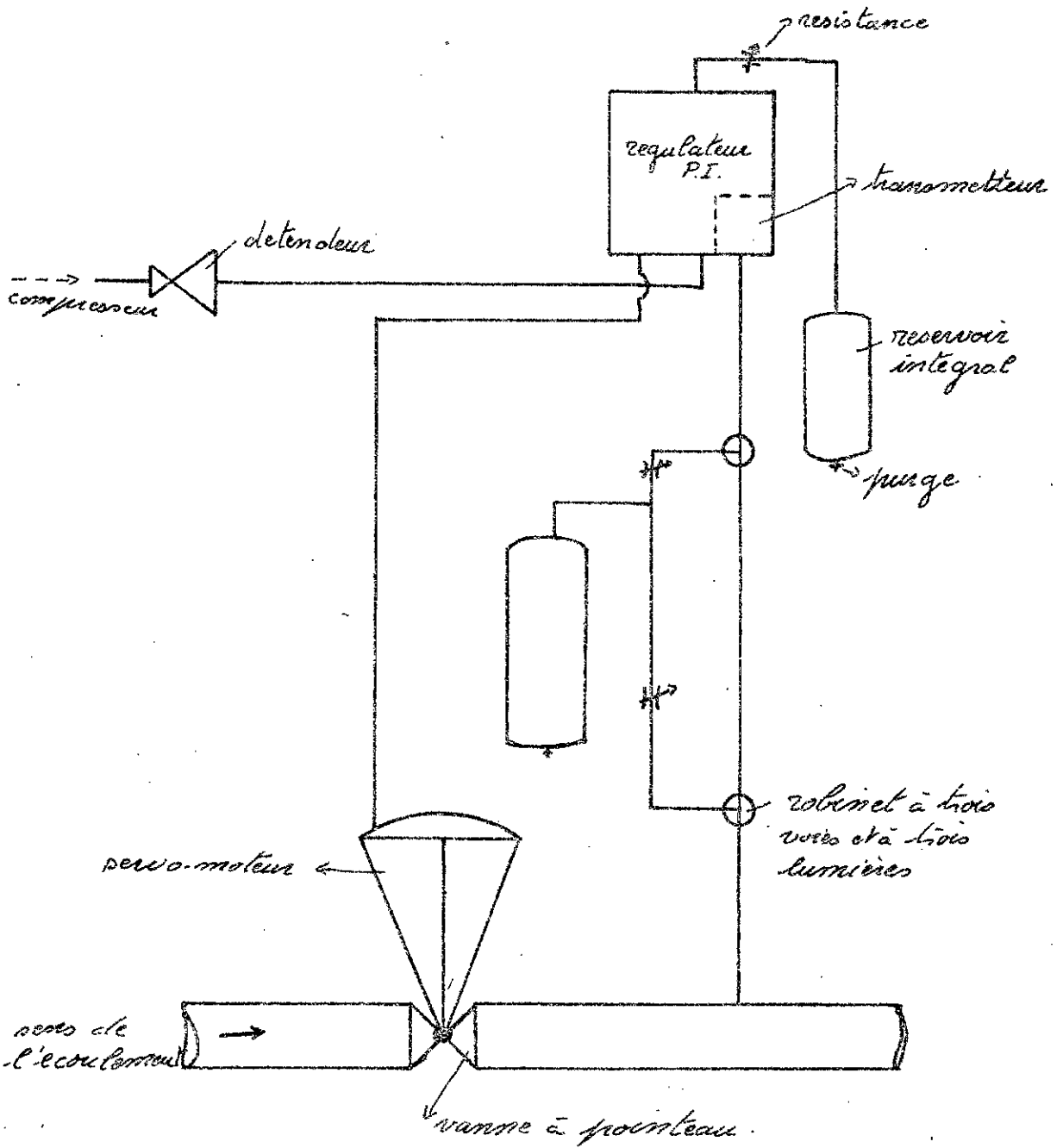
Ce régulateur est aussi relié à un servo-moteur qui à son tour est fixé sur la vanne précédente.

Par l'essai préliminaire on a constaté que le but de ce banc est la régulation de la pression en aval de la vanne citée précédemment.

3.2. Détendeur.

3.2.1. But.

Le détenteur est un robinet qui fonctionne automatiquement. Son but est de nous donner de l'air comprimé à une pression sensiblement constante et de valeur inférieure à celle donnée par le compresseur.



Schema du banc de regulation.

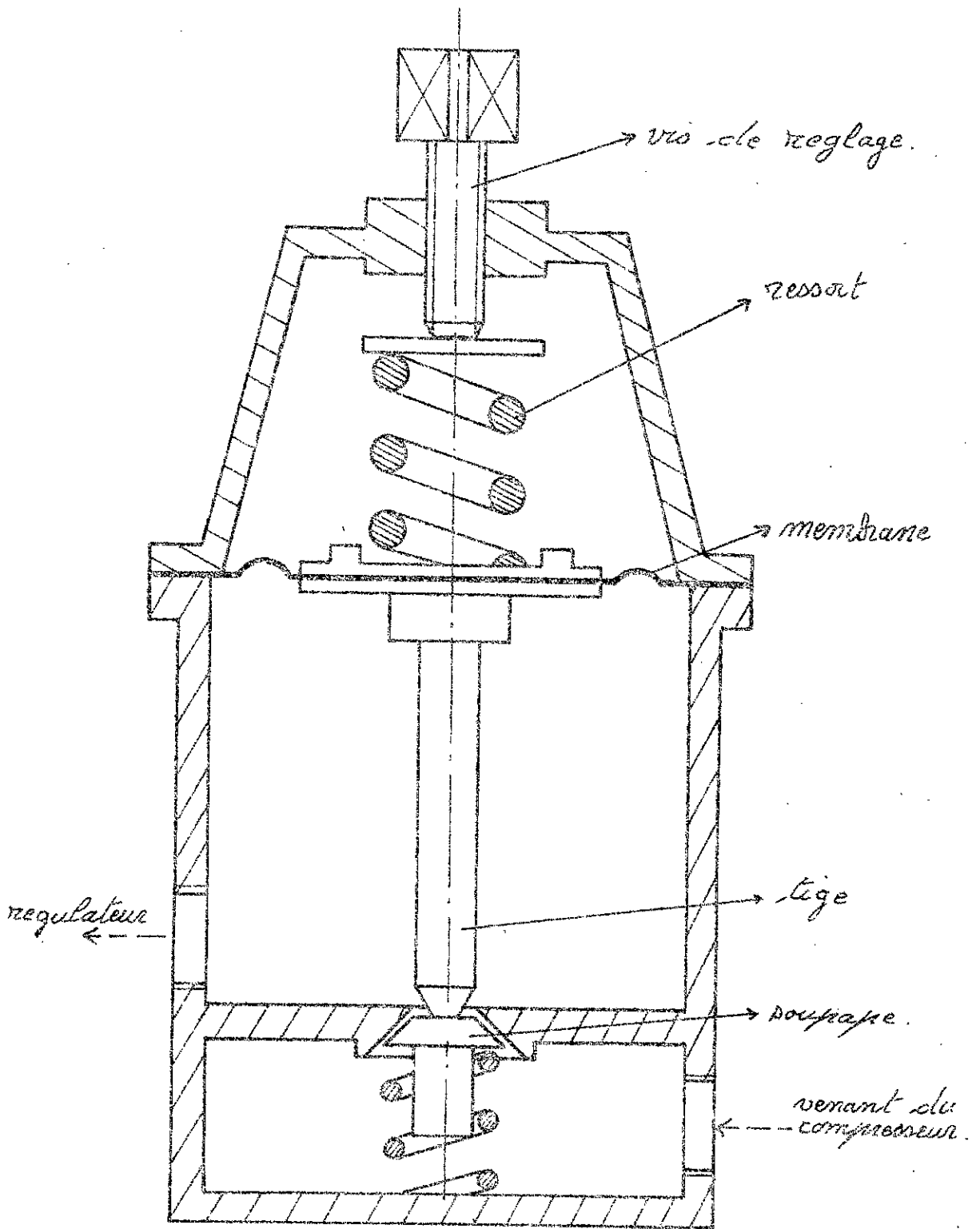
322. fonctionnement et description.

Le schéma descriptif du détenteur nous est donné à la page suivante. Donc le fonctionnement est de la manière suivante. Sur la membrane agit d'un côté la pression de sortie qui est à régler, de l'autre côté agit un ressort. Normalement on a équilibre des deux forces citées précédemment.

La membrane est reliée à l'aide d'une tige à la soupape qui obture le passage d'air d'alimentation venant du compresseur.

Si on accroît la prise d'air au niveau du détenteur, on a alors tendance à diminuer la pression de sortie. D'où naissance du déséquilibre de la membrane qui s'accompagne d'une ouverture de soupape plus importante. Afin de rétablir l'équilibre précédent.

Notre pression de sortie est fonction de la compression du ressort qui est actionné par une vis de réglage.



Schema de principe du détendeur.

3.3. Servo-moteur et vanne.

3.3.1. But.

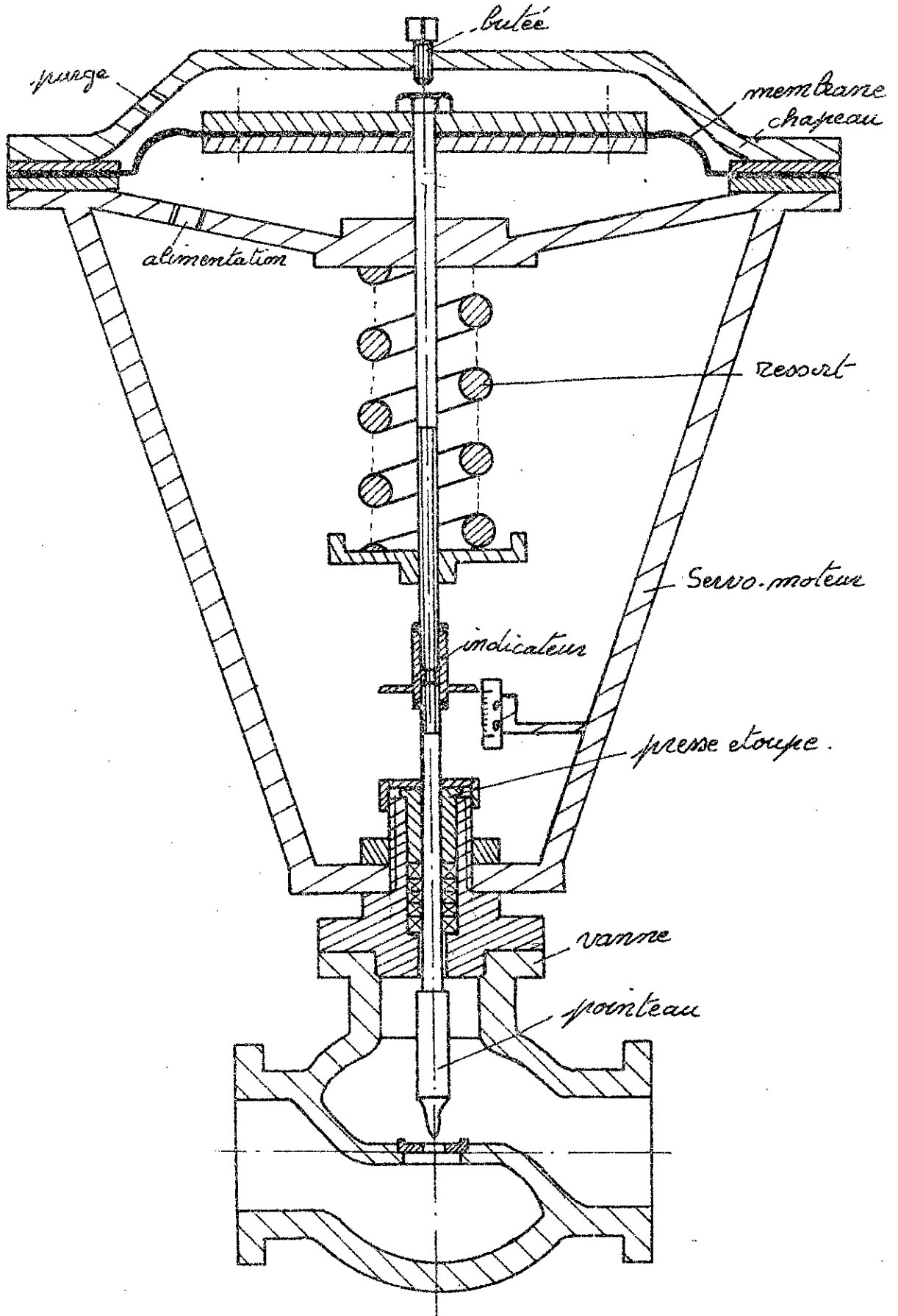
L'action combinée de ces deux éléments est le réglage du débit de fuite suivant l'impulsion pneumatique fourni par le régulateur.

3.3.2. Description et fonctionnement.

On a une vanne à simple portée et sa fermeture se fait par l'intermédiaire d'un pointeau. Ce genre de vanne permet une grande plage de réglage du débit. Ce pointeau est actionné par un servo-moteur qui fonctionne de la manière suivante.

Suivant l'importance de la pression envoyée par le régulateur on a la poussée d'air sur la membrane qui permet l'ouverture de la vanne en faisant remonter le pointeau. Dès la baisse de cette poussée on a fermeture de la vanne grâce à la force de rappel du ressort.

De plus dans ce genre de vanne il faut que cette force soit de loin plus importante que les réactions statique et dynamique sur le clapet plus ou moins fermé.



Schema du servo-moteur et vanne.

3.4. Régulateur P.I.

3.4.1. But.

Le régulateur à action proportionnelle et intégrale permet la comparaison de la valeur actuelle de pression avec celle de consigne, afin de corriger cette dernière par action sur le servo-moteur.

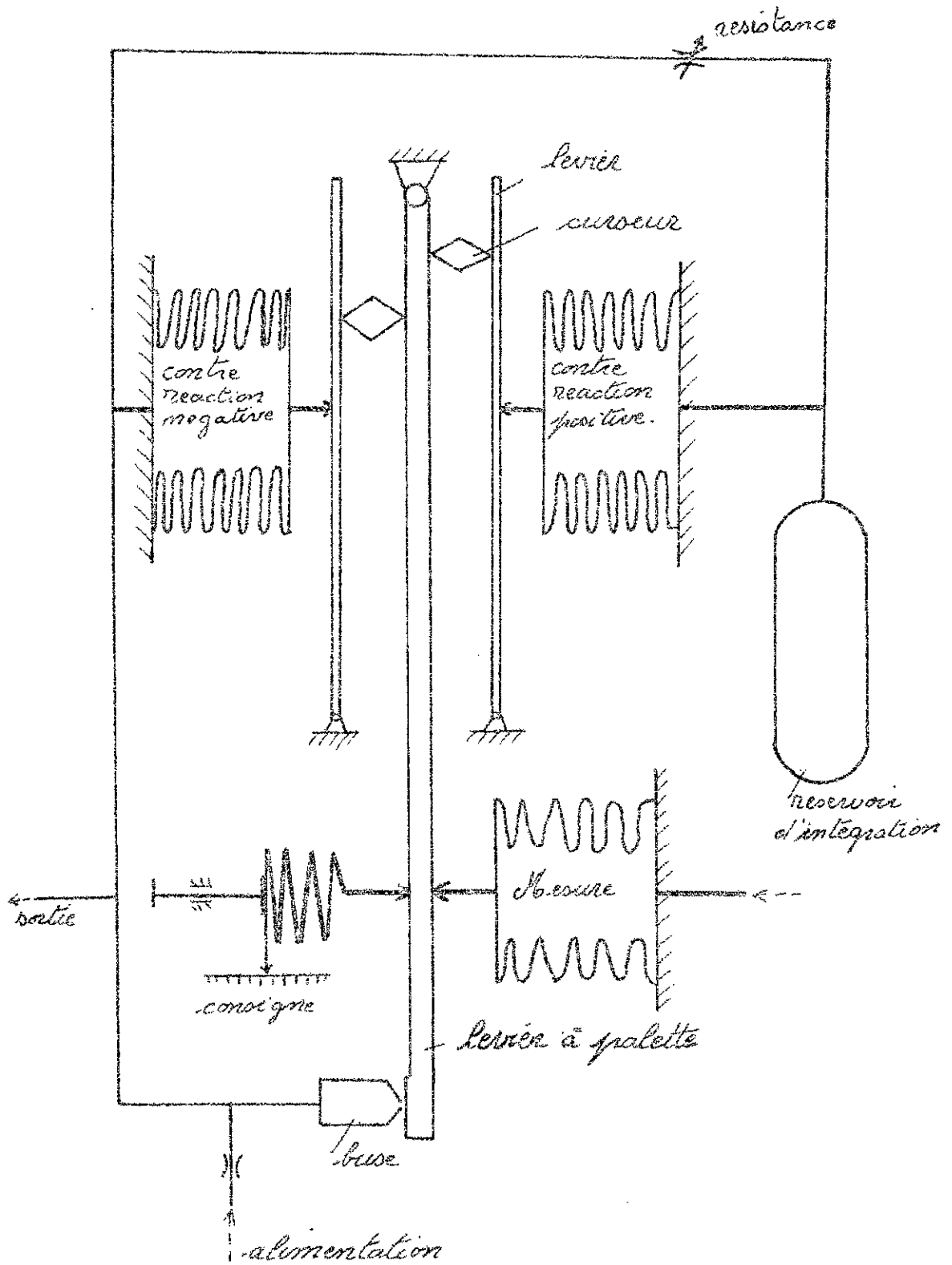
3.4.2. Description et fonctionnement.

Comme on le voit sur le schéma de la page 40, ce régulateur est à soufflet. On fixe la consigne à l'aide d'un ressort qui est plus ou moins comprimé. En opposée se trouve un soufflet muni d'un pointeau. Ce soufflet est dit la mesure. Celui-ci est alimenté par une conduite venant de l'annont de la tuyère.

Cela constitue le mécanisme principal de comparaison. Ces deux forces plus celles provenant des réactions positive et négative agissent sur le levier à palette. La variation de position de ce dernier influe sur l'obturateur de la buse, ce qui détermine la pression de sortie. A l'état d'équilibre la force de consigne est égale à celle de mesure, de même on a l'équilibre des réactions citées précédemment.

Normalement les deux curseurs sont sur une même ligne de part et d'autre du levier à palette.

Les positions communes des curseurs précédant
déterminent le gain proportionnel du régulateur.
La contre réaction négative est immédiate
tandis que la contre réaction positive constitue
un élément à capacité dont la constante
des temps est réglée par une résistance
variable. Cette constante des temps entre
dans l'équation du régulateur en tant que
temps d'intégration.



Schema du régulateur P.I.

CHAPITRE 4

TRAVAUX DE DEMARRAGE

Les travaux effectués pour le démarrage sont assez nombreux.

- Travaux concernant le compresseur.
- Travaux concernant le banc de régulation.
- Travaux de liaison entre tuyère et banc de régulation

4.1 TRAVAUX concernant le compresseur.

Lors du premier démarrage du compresseur on a constaté que celui-ci n'a subi presque aucun entaînement et cela depuis de nombreuses années.

- Le premier point que l'on a constaté que le compresseur travaille toujours alors qu'il avait dépassé la pression maximale indiquée sur le manomètre or normalement il aurait du avoir action d'un élément de sécurité.

- Le deuxième point est qu'il n'y avait pas de régulation automatique du compresseur qui aurait due agir avant même le déclenchement du système de sécurité.

- Le troisième point est que la pression ne montait que très légèrement au niveau du réservoir pendant le démarrage et cette montée ne devient normale que lorsque le compresseur arrive à une

pression de l'ordre de 5,5 bars et ce n'est qu'à partir de cet instant qu'on a fermeture du système de mise à l'atmosphère du cylindre basse pression.

4.1.1. Soupape de sécurité.

Le démontage de celle-ci nous permet de constater que celle-ci ne fonctionnait pas à cause d'un encrassement et de la grande compression du ressort de celle-ci. Après le remontage de celle-ci on a fixé son déclenchement à 7 bars car c'est la pression indiquée en rouge sur le manomètre et qui est à ne pas dépasser pour des raisons de sécurité.

4.1.2. Valve pilote.

Comme on l'a dit précédemment on n'avait pas le déclenchement du système de régulation. Or on sait que ce compresseur est équipé d'un système dit de régulation à vitesse constante.

Les inconvénients qui en résultent sont assez nombreux. En premier le travail continu du compresseur en charge et cela veut dire une grande consommation d'énergie, l'usure des différentes pièces en mouvements.

Le deuxième point est le déclenchement de la

soufflage de sécurité afin de permettre l'échappement de l'air et vu que la grande pression le bruit ainsi provoqué est intolérable.

On a démonté alors la valve pilotée et dans ce cas on a constaté aussi que le grand ressort de celle-ci était trop comprimé après un réglage assez minutieux on a obtenu le résultat suivant.

Une fois que la pression atteint 6,8 bars cette valve commande l'ouverture des soupapes d'admission d'où travail à vide, mais quand la pression retombe à 6 bars cette dernière se déclenche d'où travail en charge du compresseur.

4.13. Valve de décompression du réfrigérant intermédiaire.

Vu la montée anormale de la pression dans le réservoir causée par ce système de mise à vide. En premier lieu on a pensé à la valve de non retour du cylindre haute pression et puis ce fut le tour du dispositif centrifuge mais leur démontage et vérification nous ont montré leur bon fonctionnement et cela nous a permis une meilleure compréhension de leur action réciproque. Après cela on s'est attaqué à la valve de décompression. Une fois démontée on a constaté l'usure complète du joint qui

permet l'étanchéité entre la tuyauterie du réservoir, le gerant intermédiaire et le siège reposant sur la membrane en caoutchouc.

Dela on a fabriqué différents joints de différentes matières et de différentes épaisseurs.

On a vu que les joints en caoutchouc ne permettait pas une étanchéité assez bonne car la durée de fermeture du système est très grande ce qui nous a donné aussi des démarrages pas totalement en hors charge. Et c'est de cela qu'on a utilisé du cuir. près des essais de différentes épaisseurs on est arrivé au résultat suivant.

La fermeture de cette valve commence à 2 bars et à 2,2 bars elle l'est totalement. On n'a pas pris de joint plus épais car si la fermeture se fait au dessous de 2 bars, on n'obtient pas l'ouverture complète de la valve lors du démarrage du compresseur lorsque la pression dans le réservoir est assez élevée d'où l'impossibilité du démarrage en hors charge.

On a une relation entre épaisseur, matière et pression qui on a constaté que la matière doit être assez rigide car l'intervalle entre le siège et la tuyauterie est assez faible cela d'un côté. La relation entre

L'épaisseur est importante moins, c'est la précision et l'insensibilité est vraie.

Par la diminution du poids de fermeture on a fait une grande économie d'énergie. Car dans ce cas la compression ne se fait dans le cylindre haute pression seulement que pour une durée limitée au nécessaire.

4.2. Travaux de liaison des bancs de tuyère et de régulation

Ces travaux sont comme suit.

En premier on a débouché la canalisation allant à la chaudière puis à l'aide d'un tuyau flexible on a fait la liaison entre la vanne de fuite du banc de la tuyère et la conduite se trouvant en amont de la vanne du banc de régulation.

La deuxième liaison à l'aide toujours d'un tuyau flexible et d'un tube en "T" on a relié l'amont de la tuyère et le détenteur à l'arrivée d'air comprimé venant des compresseurs.

4.3. Travaux concernant le banc de régulation.

Ces travaux sont les plus nombreux et les plus importants pour notre réalisation et étude.

Nous notons essentiellement.

- Changement du soufflet de mesure.
- Inversion de l'action du régulateur
- Changement de la vanne
- Modification du schéma de l'installation.
- Exécution d'un réservoir.

4.3.1. Changement du soufflet de mesure.

Dès le début, on a été obligé de changer le soufflet qui ne permettait le fonctionnement de ce régulateur que dans une plage comprise entre zéro et un bar et de plus cela étant pris du travail de M. Abdessettar (2). Or nous, on a besoin d'un soufflet qui supporte une pression de l'ordre de dix bars et qui il puisse exercer une force compatible à celle du ressort de consigne.

4.3.2. Inversion de l'action du régulateur

Ce qui nous a poussé à inverser l'action du régulateur est le fait que la fermeture de la vanne se faisait avec l'augmentation de la pression amont. Pour cela il nous a suffi de permettre les deux blocs consigne et mesure.

4.3.3. Changement de la vanne.

Ce qui nous a poussé à ce changement c'est le fait que pendant notre essai malgré l'ouverture complète de la vanne. Cette dernière ne peut pas assurer l'évacuation totale du débit journalier d'où l'impossibilité de régulation. Vu que l'orifice dans le siège de cette était trop petit, on a été obligé de la remplacer par une dont l'orifice est plus grand.

4.3.4. Modification du schéma de l'installation.

Cette modification nous a été imposée par le fait du changement du but de cette installation. De là nous avons eus des croisements trop fréquents des différentes conduites. D'où une très importante longueur des conduites ce qui implique grandes pertes de charges par frottements. De plus on a une mauvaise netteté du schéma.

Donc c'est pour cela que l'on a changé notre schéma en enlevant des conduites et restrictions.

4.3.5. Execution d'un réservoir

Cette execution nous verons son but dans la partie c.

Calcul du réservoir.

On a les conditions de départ suivantes.

le volume de ce réservoir est arbitraire

la pression intérieure $P = 7$ bars.

On a de l'acier doux A42 de tension admissible.

$$\sigma_{adm} = 1400 \text{ bars.}$$

On prend comme hauteur du réservoir $h = 360$ mm.

et comme diamètre intérieur $d_i = 200$ mm.

Donc notre problème est le choix de l'épaisseur adéquate du réservoir

L'épaisseur est donnée par la formule

$$S = S' + C_1 + C_2.$$

où C_1 : supplément d'épaisseur ayant pour cause la tolérance négative des lames.

$$C_1 = 0,1 S.$$

C_2 : supplément d'épaisseur ayant pour cause l'effet de corrosion.

$$C_2 = 1 \text{ mm.}$$

La section S' se calcule comme suit.

$$S' = \frac{d_i \cdot P}{2 \sigma_{adm} \cdot V - P}$$

où V : coefficient dépendant de la qualité de la soudure.

Pour la soudure manuelle à l'arc $V = 0,7$.

d'après le calcul numérique on obtient une épaisseur
pour $S = 1,82 \text{ mm}$.

Pour notre exécution on a pris une tôle dont
l'épaisseur est de deux millimètre.

CHAPITRE 5.

MISE AU POINT DU SYSTEME DE REGULATION

Dans ce chapitre on se propose de donner une analogie entre la pression amont de la tuyère qui représente la valeur à régler et la graduation de consigne du régulateur à action proportionnelle et intégrale. Cette dernière étant la valeur de référence.

5.1. Caractéristique de la graduation de consigne.

L'étude de cette caractéristique revient à donner une analogie entre la pression amont à régler et la graduation de consigne du régulateur à action proportionnelle et intégrale.

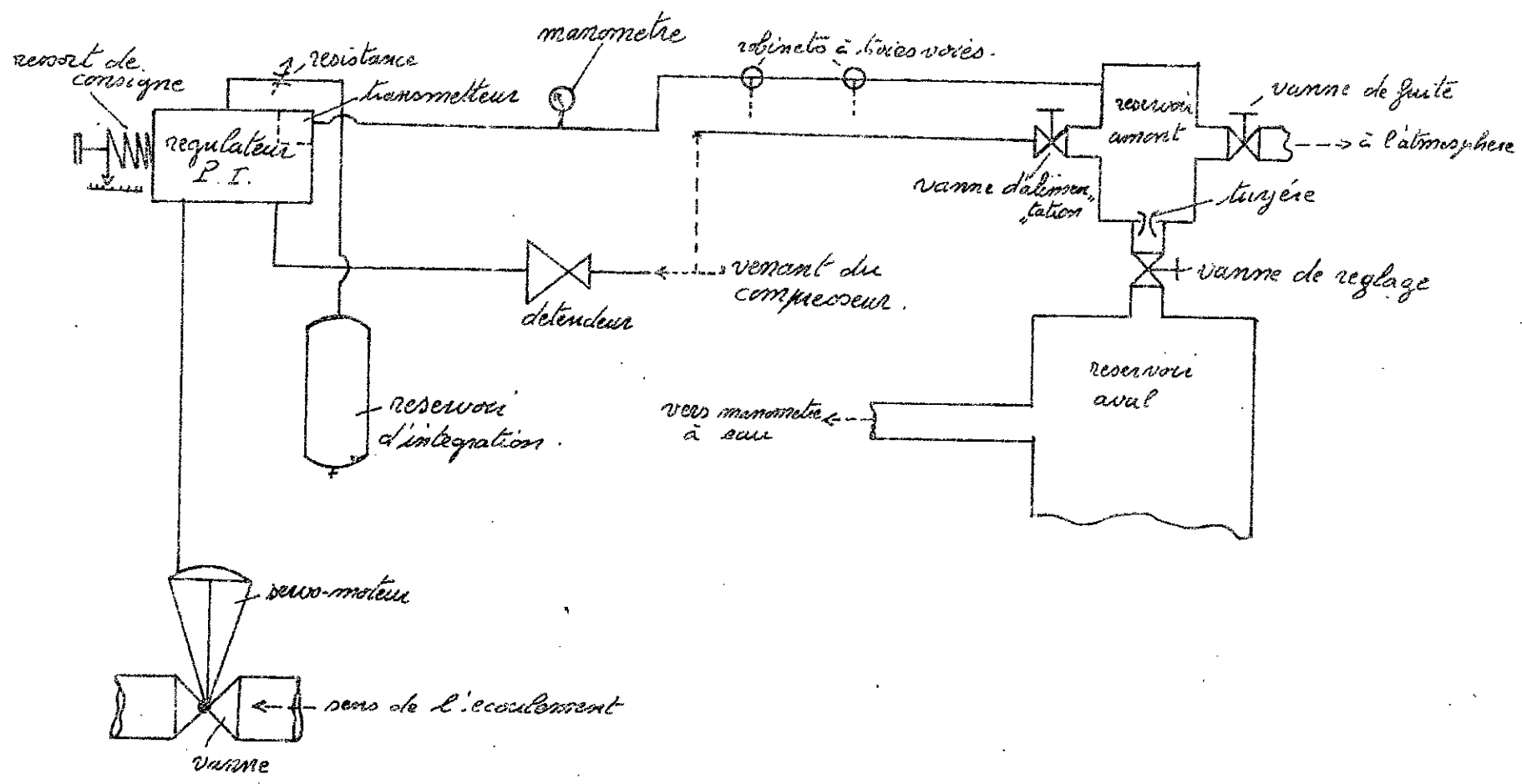
Déjà notre travail revient à tracer la courbe donnant la pression à régler en fonction de la graduation de consigne.

5.1.1. Manipulation.

On doit en premier réaliser le montage de la page suivante.

On alimente notre installation en air comprimé.

Pour ce-ci d'un côté on ouvre complètement la vanne d'alimentation de la tuyère et de l'autre côté on ouvre la vanne d'alimentation du détenteur.



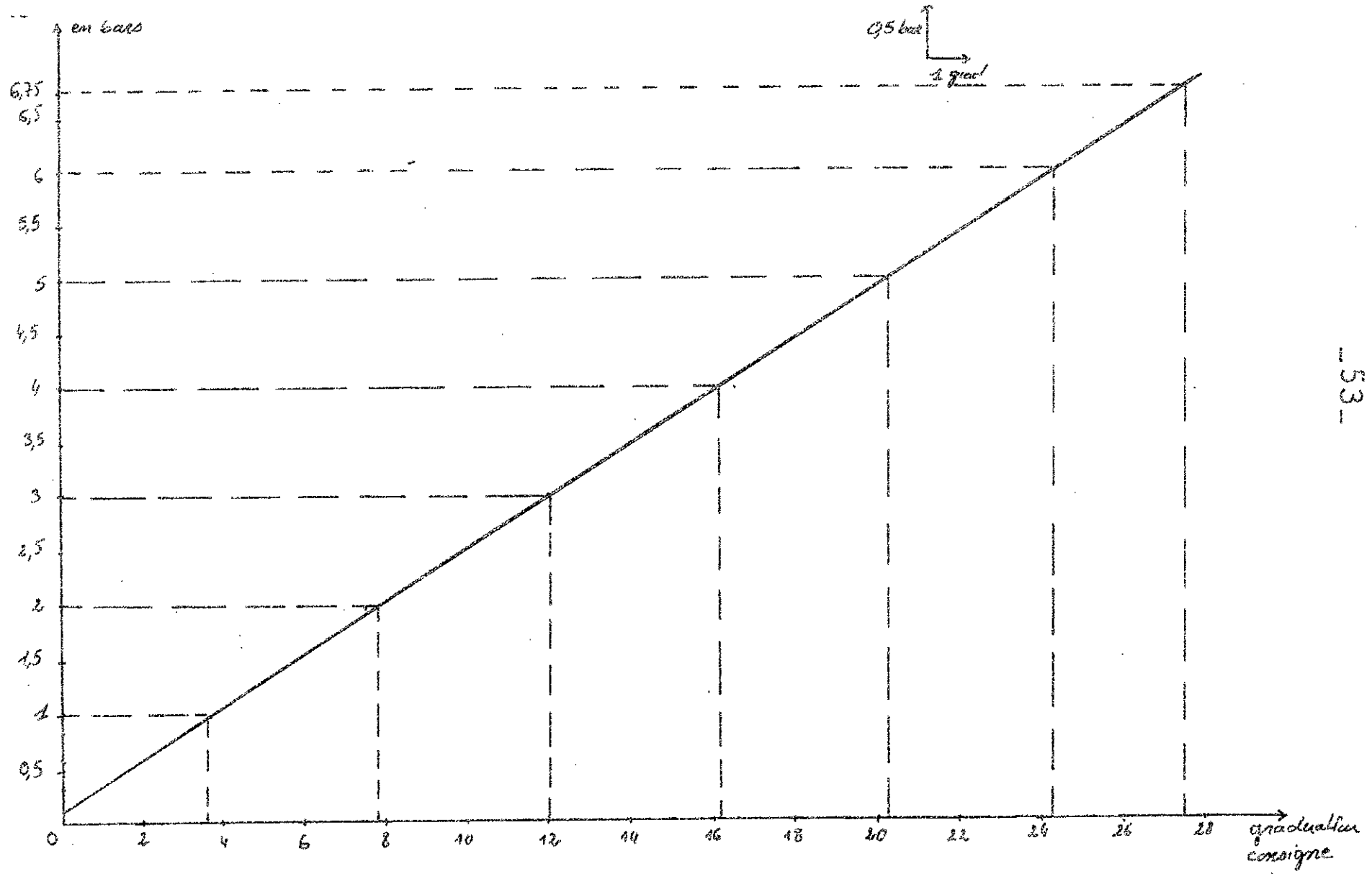
Schema permettant d'avoir la caractéristique de la graduation de consigne

Puis on règle ce détendeur sur une pression de sortie de 1,4 bars étant la valeur standard de fonction, moment des regulateurs.

Après cela par action manuelle sur les vannes de fuite et de réglage on obtient les différentes pressions amont. On ne relève les graduations de consigne que si la pression de sortie du regulateur est égale à 0,6 bar. Cette dernière est considérée comme le point d'équilibre entre la mesure et la consigne. A noter en plus que cet étalonnage est réalisé avec les curseurs à l'axe du levier à palette.

51.2. Résultats obtenus.

Pression amont en bars	Graduation de consigne	Pression amont en bars	Graduation de consigne
6,75	27,5	5	20,5
6,50	26,5	4,75	19,5
6,25	25,5	4,5	18,5
6	24,5	4	16,5
5,75	23,5	3	12
5,50	22,5	2	7,5
5,25	21,5	1	3,5



513. Interpretation.

de force, est dite parfaite ce qui est exactement le
reultat espere car on voit que la force de rappel du ressort
est toujours une droite donnee par l'equation.

$$y = f(x) = kx \quad \text{ou } k \text{ est la raideur du ressort.}$$

52. Reglage des parametres du regulateur et essai du systeme.

Se regulateur permet le reglage de son gain par deplacement
de ses curseurs de maniere que le reglage du temps d'integration
par action sur la restriction variable. On a constate apres les
essais preliminaires qu'on a le fonctionnement stable meme pour
les plus grands gains et vitesses d'integration du regulateur.
C'est pour cela qu'on a choisi pour les curseurs une position avec

proche de la notation du levier a palette, et de tres petits temps
d'integration. On a fixe par la consigne une valeur de la pression
avant, on a constate que cette valeur est maintenue tant que la
valeur de reglage reste fermee. Mais que si on ouvre cette derniere et
cela sans toucher a la consigne on a constate une diminution de
0,25 bar puis on referme la pression revient a sa valeur initiale.
Cela suite de pression est due a la raideur du regulateur (ressort de
consigne et ressort). Pour obtenir ce phenomene, on a augmente
la reaction positive en changeant la position du curseur de celle-ci.
Après cette modification la perturbation introduite par la vanne
de reglage n'a plus d'influence sur la pression reglee.

CHAPITRE 6

ETUDE DE LA TUYERE AVEC L'EMPLOI DE LA REGULATION AUTOMATIQUE

Dans ce chapitre on se propose de refaire l'étude de l'écoulement le long de la tuyère convergente-divergente.

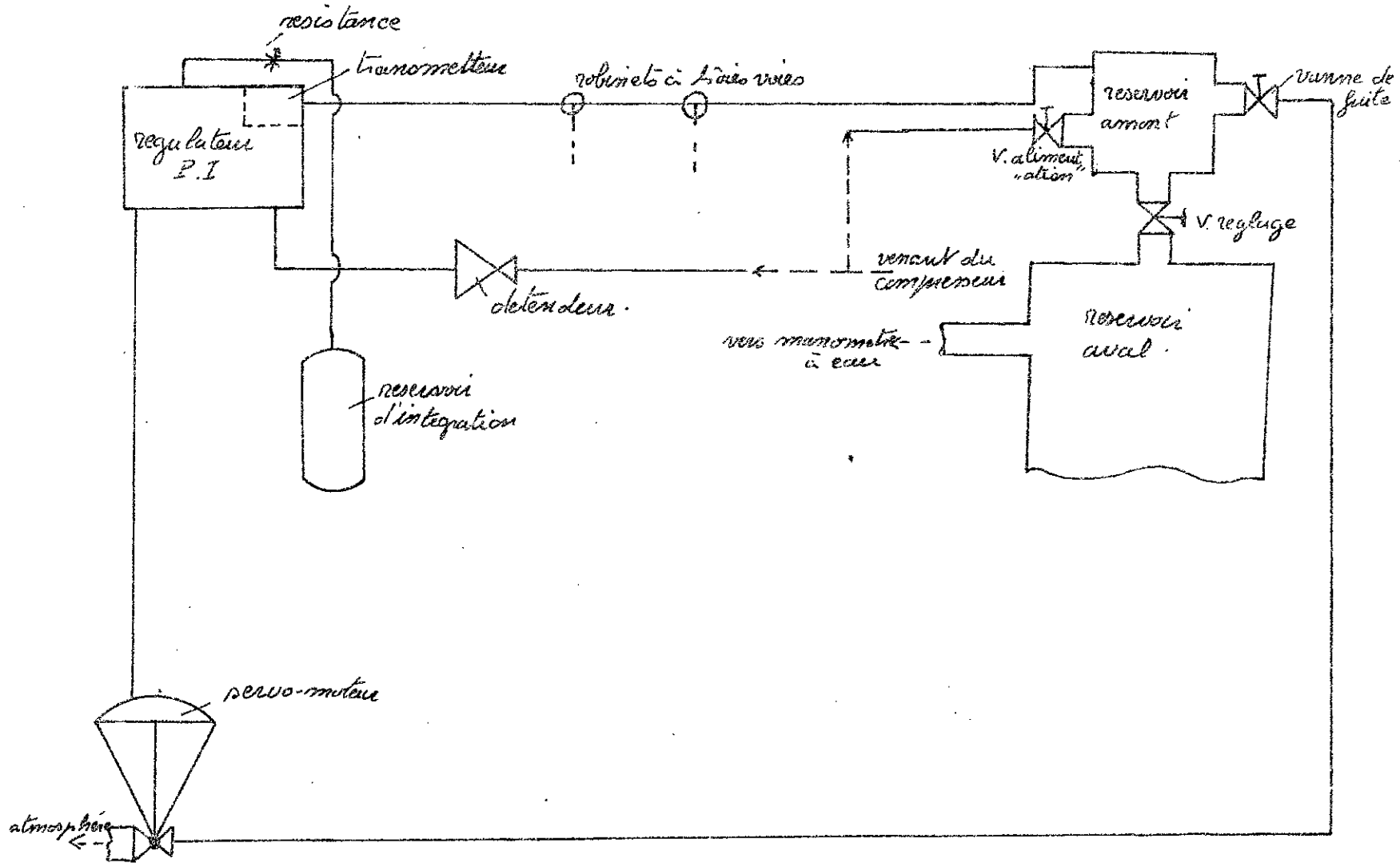
6.1. Manipulation.

Après la réalisation du schéma de la page suivante, on ouvre entièrement la vanne d'alimentation de la tuyère et la vanne de fuite également. On règle la pression de sortie du détendeur à 1,4 bars. Puis on règle la consigne sur la valeur 34,5 qui correspond à la valeur de 6 bars pour la pression amont de la tuyère. Après cela on fait varier la pression avalé par action sur la vanne de réglage. En premier lieu pour quatre valeurs de la pression avalé on relève la pression le long de la tuyère. En deuxième lieu en gardant la pression amont fixe, on prend la valeur de dénivellation pour différentes pressions avales, afin d'avoir le débit massique d'évacuation du réservoir aval en utilisant le travail de HERRIS.

6.2. Résultats obtenus.

On a un graphique donnant les pressions relatives en fonction de la position de la sonde manométrique au niveau de la tuyère.

On a aussi une courbe donnant le débit massique en fonction de la pression avalé.



Schema necessaire à l'étude l'écoulement dans la tuyère

Tableaux donnant la pression relative en fonction de la position de la sonde manométrique.

Tableau n°1.

$C = 24,5 \approx P_{\text{atmosph}} = 6 \text{ bars}$

$P_{\text{avale}} = 0 \text{ bar}$

Position de sonde	Pression en bars		Position de sonde	Pression en bars.
1	6		16	1,35
2	6		17	1,25
3	6		18	1,10
4	6		19	1
5	6		20	0,80
6	6		21	0,75
7	5,75		22	0,60
8	4,60		23	0,50
9	3,90		24	0,30
10	3,60		25	0
11	3,30		26	0
12	3		27	0
13	2,60		28	0
14	2,10		29	0
15	1,60		30	0

Tableau N° 2.

C = 24,5 = Pannent = 6 bars

Parale = 2 bars.

Position de sonde	Pression en bars		Position de sonde	Pression en bars.
1	6		16	1,40
2	6		17	1,50
3	6		18	1,90
4	6		19	1,90
5	6		20	2
6	6		21	2
7	5,75		22	1,90
8	4,80		23	1,90
9	3,90		24	1,90
10	3,70		25	2
11	3,30		26	2
12	3		27	2
13	2,60		28	2
14	2,10		29	2
15	1,60		30	2

Tableau n°3.

C = 24,5 = Pomont = 6 bars

Powale = 3 bars.

Position de sonde	Pression en bars		Position de sonde	Pression en bars.
1	6		16	2,75
2	6		17	2,75
3	6		18	2,75
4	6		19	2,80
5	6		20	2,80
6	6		21	2,75
7	5,75		22	2,75
8	4,70		23	2,80
9	3,90		24	2,90
10	3,70		25	3
11	3,40		26	3
12	3,10		27	3
13	2,80		28	3
14	2,75		29	3
15	2,75		30	3

Tableau n°4

C = 24,5 = Pannent = 6 bars

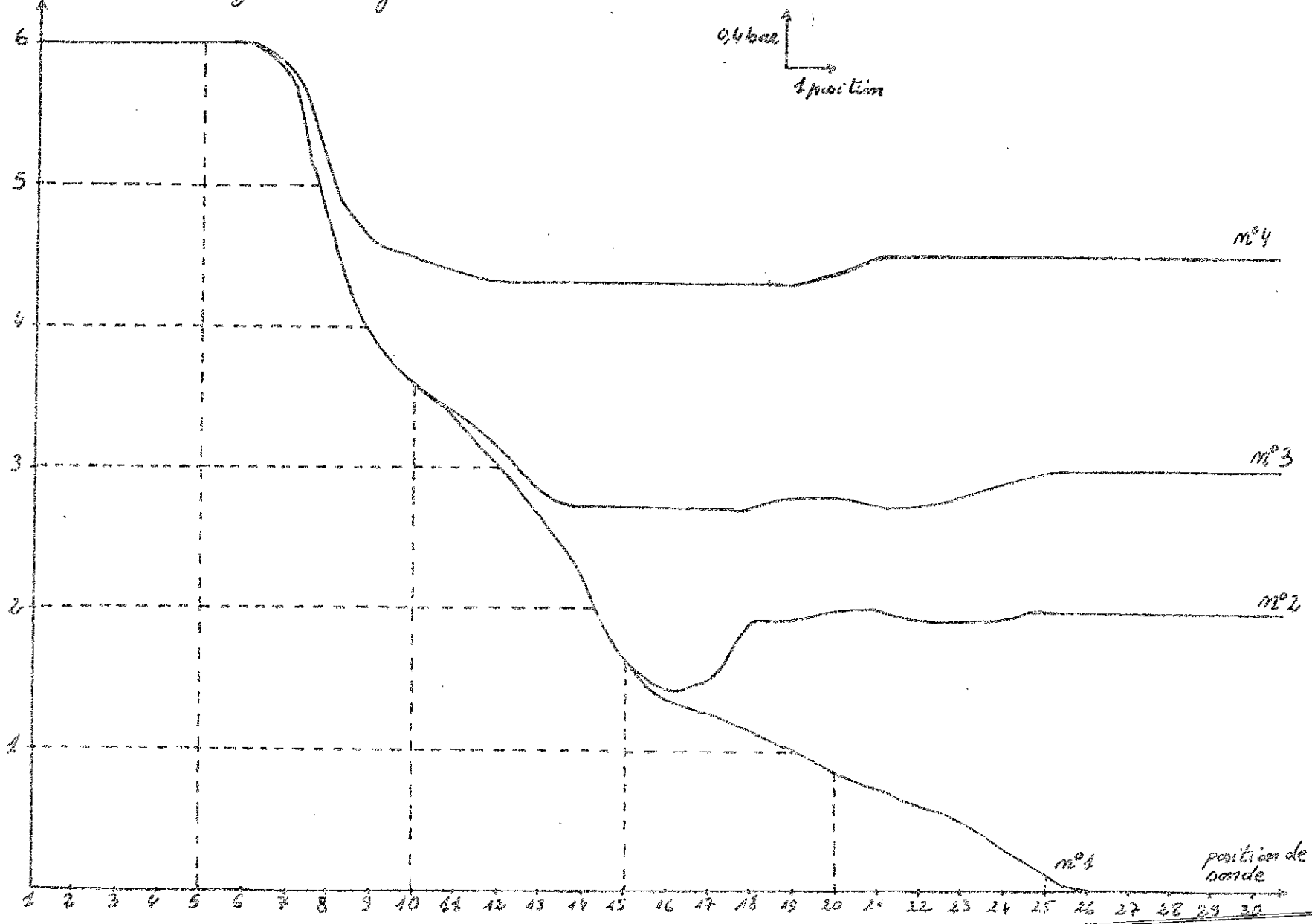
Pavale = 4,5 bars.

Position de sonde	Pression en bars		Position de sonde	Pression en bars.
1	6		16	4,30
2	6		17	4,30
3	6		18	4,30
4	6		19	4,30
5	6		20	4,40
6	6		21	4,50
7	5,80		22	4,50
8	5		23	4,50
9	4,60		24	4,50
10	4,50		25	4,50
11	4,40		26	4,50
12	4,30		27	4,50
13	4,30		28	4,50
14	4,30		29	4,50
15	4,30		30	4,50

Pression le long de la buse en bars

0,4 bar
1 position

-60-



position de
nose

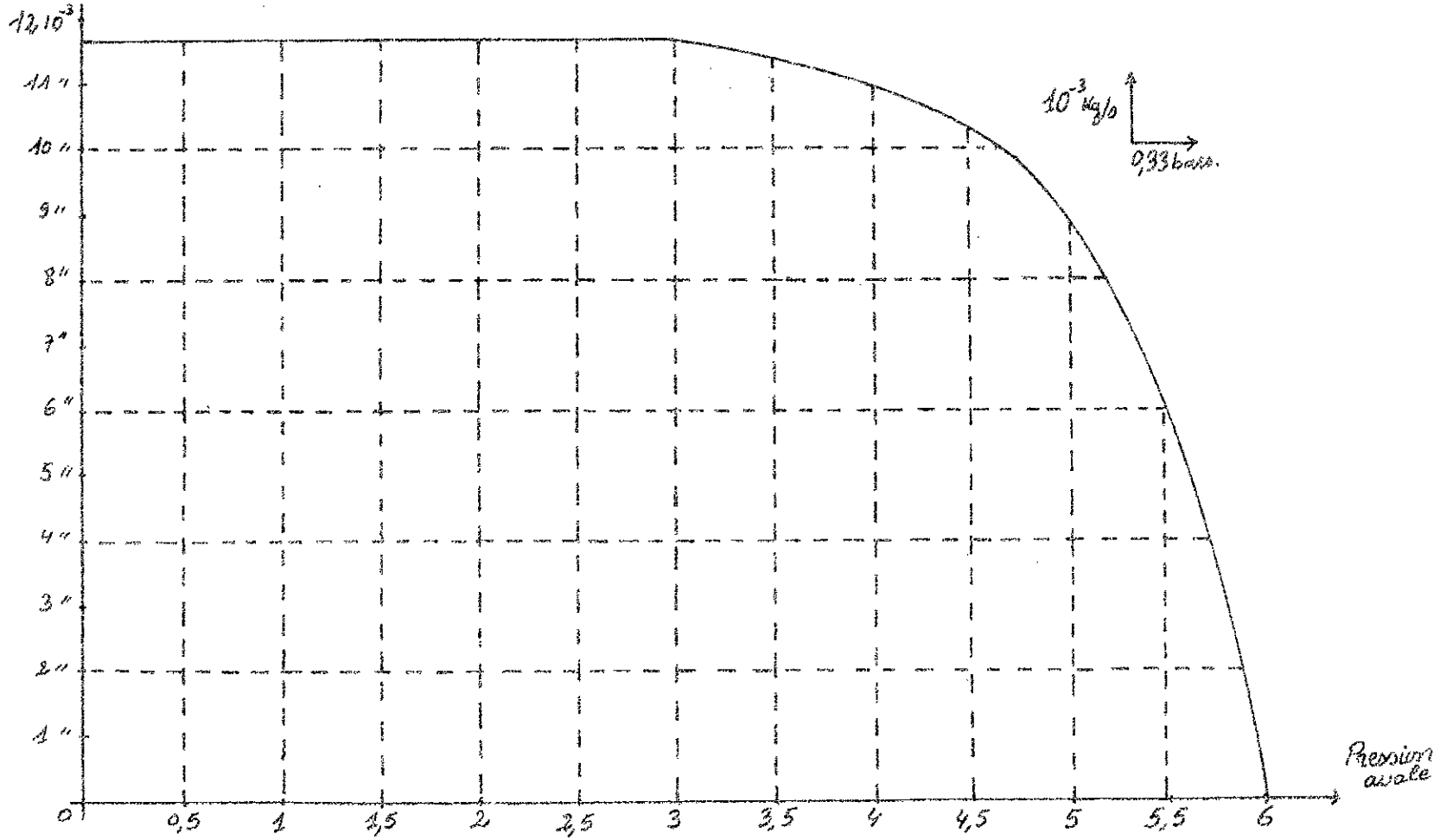
Tableau donnant le débit massique en fonction de la pression avalé de la turjère.

$P_{\text{amont}} = 6 \text{ bars}$.

Pression avalé en bars	ΔP en (cm) d'eau	débit massique en kg/s	Pression avalé en bars	ΔP en (cm) d'eau	débit massique en kg/s
0	5,40	0,117	2,75	5,40	0,117
0,25	5,40	0,117	3	5,30	0,116
0,50	5,40	0,117	3,50	5,10	0,114
0,75	5,40	0,117	4	4,70	0,108
1	5,40	0,117	4,25	4,30	0,104
1,25	5,40	0,117	4,50	4,10	0,101
1,50	5,40	0,117	4,75	3,60	0,0098
1,75	5,40	0,117	5	3	0,0085
2	5,40	0,117	5,25	2,30	0,0078
2,25	5,40	0,117	5,50	1,70	0,0060
2,50	5,40	0,117	5,75	0,9	0,0045
			6	0	0

-62-

Debit massique q_m



6.3. Interpretation des résultats.

D'après les résultats obtenus on constate que les courbes sont les mêmes seulement nos courbes ont des déviations moins brusques et de plus lors de manipulation on n'a pas besoin de vérifier tout le temps la pression amont. De plus en ce qui concerne le relevé des dénivellations en eau on constate que dans certain interval on avait des sauts au niveau de cette dénivellation et qu'il fallait relever les différentes valeurs dans un temps relativement court sinon on a un risque de montée ou de baisse de la pression amont. Mais avec la réalisation de cette régulation les dénivellations sont très stables et on peut prendre tout le temps pour ajuster la pression avalée et puis relever les différentes valeurs.

CHAPITRE 7

CARACTERISTIQUES DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE REGULATION

Lors de ce chapitre on se propose de relever les caractéristiques des différents composants de notre système de régulation.

7.1. Caractéristiques du servo-moteur.

Dans ce paragraphe on fait l'étude du servo-moteur suivant le cas où il est en hors circuit ou non, afin de voir l'influence de la pression du fluide de fuite sur l'ouverture de ce servo-moteur.

7.1.2. Servo-moteur travaillant à vide.

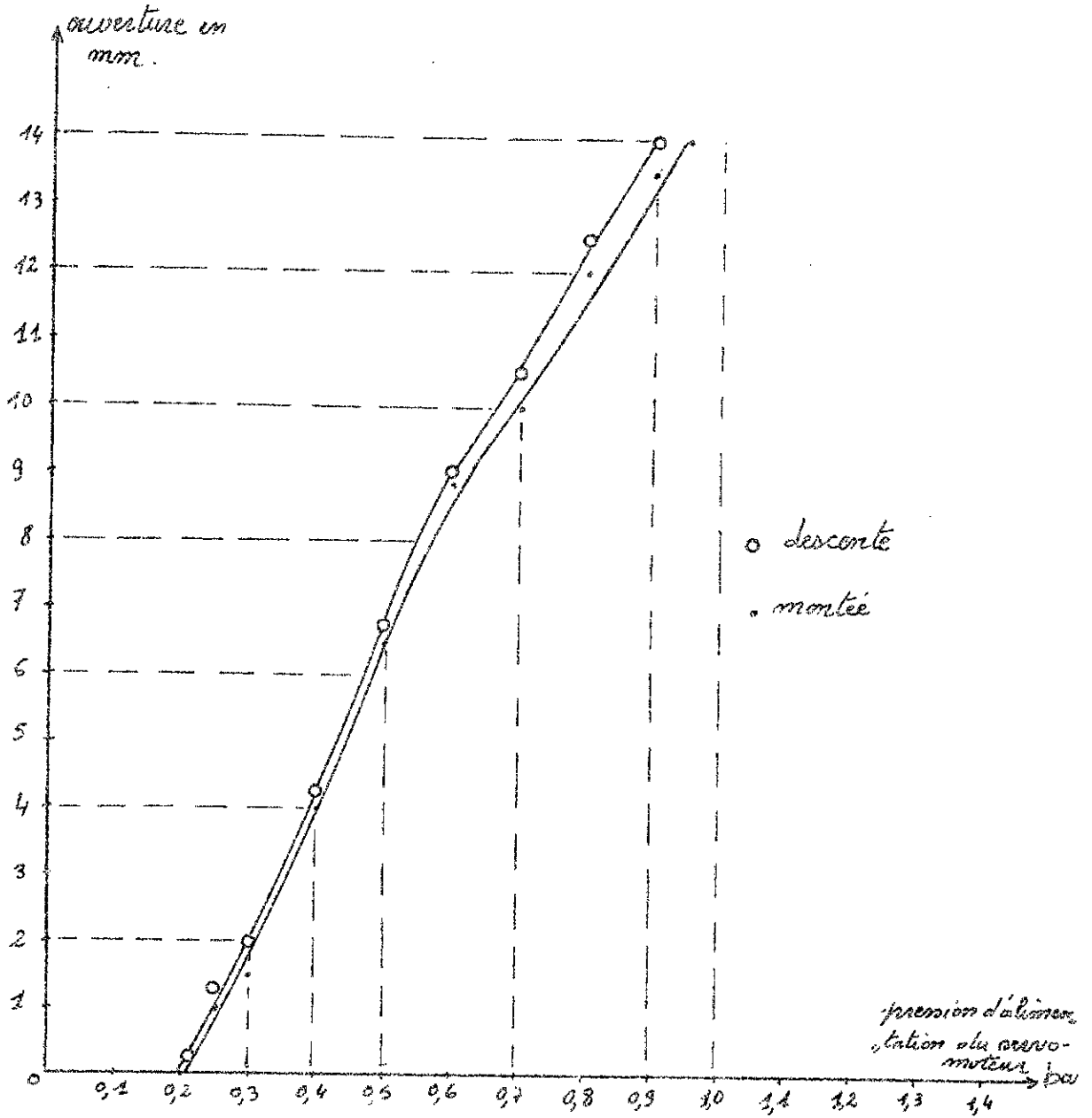
Lors de cette manipulation on alimente le servo-moteur directement par la pression de sortie du détendeur. Puis des résultats obtenus on trace la courbe donnant le déplacement de la tige de servo-moteur en fonction de la pression d'alimentation de ce dernier.

On trace la courbe précédente dans le cas où on fait croître graduellement la pression d'alimentation et puis dans le cas où on fait décroître graduellement la pression citée précédemment.

Le tableau des valeurs relevées figure à la page suivante.

Tableau : Servo-moteur en hors circuit.

Pressions dans le sens croissant des valeurs	course de la tige (mm)	Pressions dans le sens décroissant des valeurs	course de la tige (mm)
0,2 bars	0	0,9 bars	14
0,25 "	1	0,8 "	12,5
0,3 "	1,5	0,7 "	10,5
0,4 "	4	0,6 "	9
0,5 "	6,5	0,5 "	6,75
0,6 "	8,75	0,4 "	4,25
0,7 "	10	0,3 "	2
0,8 "	12	0,25 "	1,25
0,9 "	13,5	0,22 "	0,25
0,95 "	14	0,20 "	0









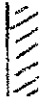

Après, la courbe du neuro-moteur à vide on constate un léger écartage entre la montée et la descente mais les pentes des courbes sont les mêmes. Se la courbe du neuro-moteur en charge on constate que la pente de la courbe de trois fois et la même que celle de quatre, cinq et six bars, qui est aussi égale à celle du neuro-moteur travaillant à vide. Donc la charge n'a pas d'influence sur la pente de notre courbe. Et cela est conforme à notre expérience car la surface soumise est proportionnelle à la pression est négligeable par rapport à celle du neuro-moteur.

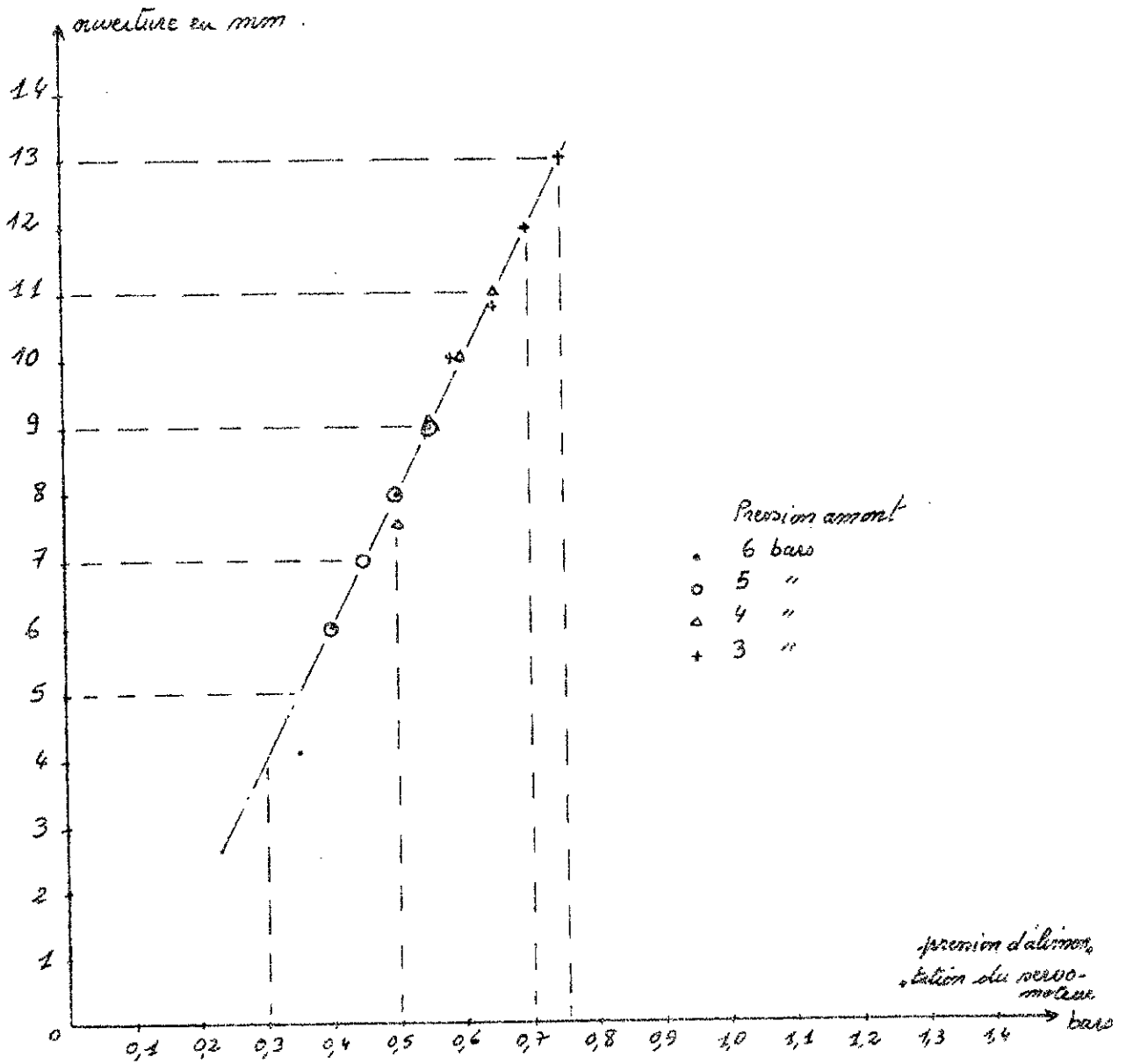
713. Interprétation.

Les tableaux des valeurs relevées de l'essai à la poutre suivante, courbe faite de plusieurs tranches. Puis on refait le travail précédent. Et cela afin d'avoir une idée de réglage. Puis on donne une autre valeur à notre courbe. La pression de sortie du régulateur en agissant sur la vanne à l'aide de la course de la tige du neuro-moteur. On fait varier la valeur donnée et puis à noter la pression de sortie du régulateur. Donc notre manipulation revient à régler la courbe à une valeur et cela pour les différentes pressions arrivant de la ligne du neuro-moteur suivant la pression d'alimentation de ce que l'on veut de notre travail est de donner la course de la tige par la pression de sortie du régulateur. Sans de cette manipulation le neuro-moteur de l'essai alimenté

712. Neuro-moteur travaillant en charge.

Tableau : du servo-moteur en circuit.

Pression amort en bars	Pression de sortie des regulateurs en bars	course de la tige mm		Pression amort bars	Pression de sortie Regul bars	course de la tige mm.
6	0,55	9		4	0,65	11
6	0,5	8		4	0,6	10
6	0,4	6		4	0,55	9
6	0,35	4,2		4	0,5	7,5
5	0,6	10		3	0,75	13
5	0,55	9		3	0,7	12
5	0,5	8		3	0,65	10,7
5	0,45	7		3	0,58	10
5	0,4	6				



7.2. Caractéristique de la vanne.

Lors de ce paragraphe on se propose d'étudier la vanne d'évacuation. Pour cela on refait le même travail que celui fait pour le servo-moteur travaillant en charge puis on relève la dénivellation en eau pour chaque position de la tige de ce servo-moteur et cela pour les différentes valeurs de la pression amont. De ceci on tire le débit d'évacuation du réservoir aval car on transforme la dénivellation en débit en utilisant le travail de KERRIS (1). La deuxième étape de cette manipulation consiste à faire l'évacuation de la vanne de fuite au niveau du réservoir aval. Puis on fixe la pression amont par l'intermédiaire de la vanne de réglage, on relève alors la dénivellation en eau qui sera transformée en débit. Ce débit est le débit total du compresseur pour les différentes pressions amont. La différence des deux débits précédents nous le débit de la vanne d'évacuation du système régulation en fonction du déplacement de la tige du servo-moteur pour une pression amont fixe. Donc on obtient une courbe pour chaque valeur de la pression en amont de la turbine.

Le tableau des valeurs relevées se trouvent à la page suivante.

Tableau : donnant la caractéristique de la vanne.

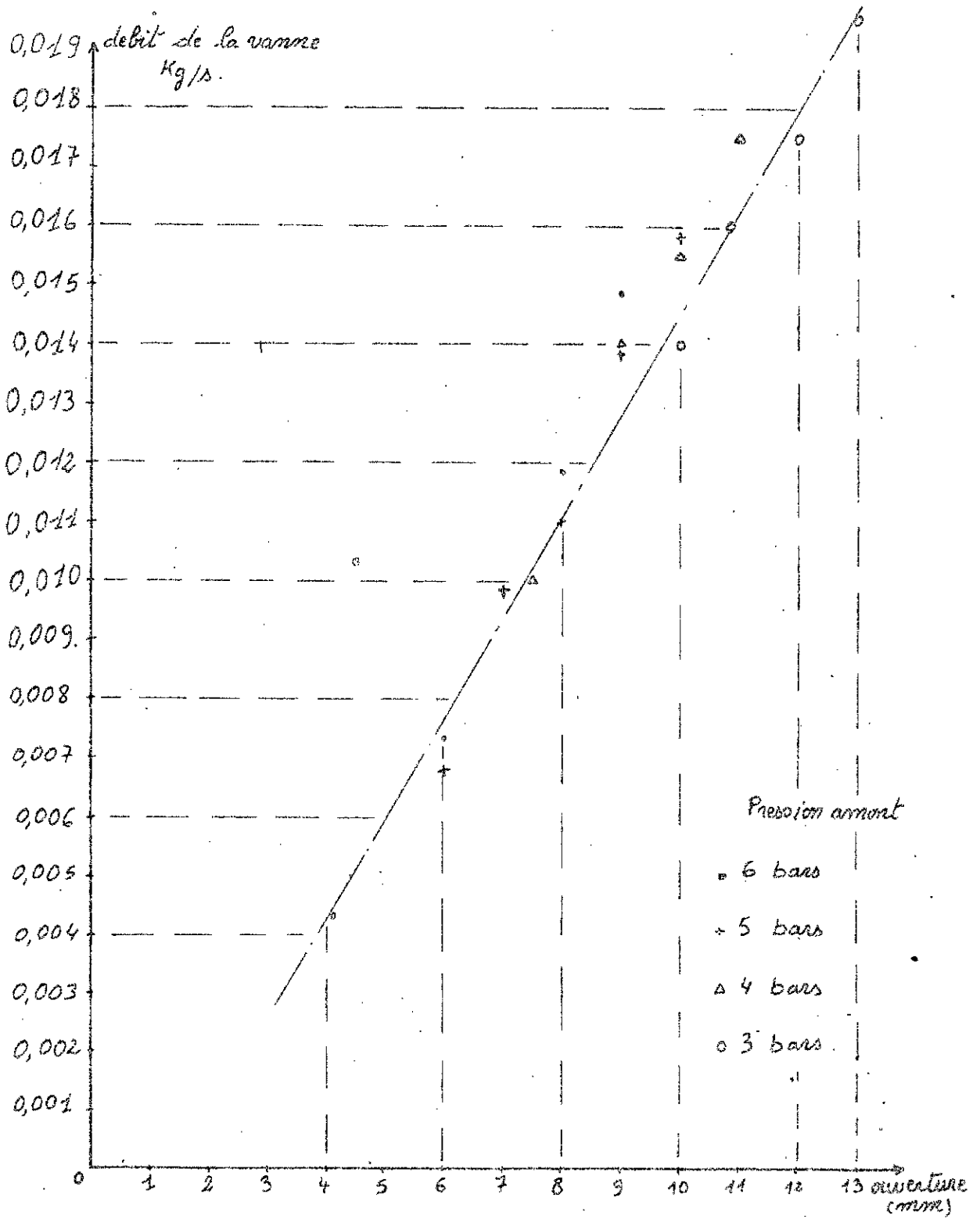
Pression amont bars	ΔP_0 (cm) d'eau	debit total Q_0 kg/s	deplacement de la tige mm	ΔP d'eau (cm)	debit Q kg/s	$Q_0 - Q$ debit de la vanne d'eva- cuation kg/s.
6	15	0,0148	9	0	0	0,0148
6	15	0,0148	8	0,4	0,003	0,0118
6	15	0,0148	6	2,2	0,0075	0,0073
6	15	0,0148	4,2	4,3	0,0105	0,0043
5	17	0,0158	10	0	0	0,0158
5	17	0,0158	9	0,2	0,002	0,0138
5	17	0,0158	8	0,9	0,0048	0,0110
5	17	0,0158	7	1,5	0,006	0,0098
5	17	0,0158	6	3	0,009	0,0068
4	21	0,0175	11	0	0	0,0175
4	21	0,0175	10	0,2	0,002	0,0155
4	21	0,0175	9	0,6	0,0035	0,0140
4	21	0,0175	7,5	2,1	0,0075	0,0100
3	26	0,0195	13	0	0	0,0195
3	26	0,0195	12	0,2	0,002	0,0175
3	26	0,0195	10,7	0,6	0,0035	0,0160
3	26	0,0195	10	1,3	0,0055	0,0140

Interpretation.

On peut dire que notre vanne est exploitée à son maximum, c'est à dire qu'on a pratiquement utilisé toute la course de celle-ci.

Pour les grandes valeurs de pressions amont on utilise les faibles ouvertures et pour les petites pressions on utilise les fortes ouvertures.

On constate que pour les pressions amont fixes on a une caractéristique quasi-linéaire. Et que les plages nécessaires à la compensation des perturbations résultantes de l'ouverture ou de la fermeture brusques de la vanne de réglage, sont plus restreintes pour les pressions amont plus faibles.

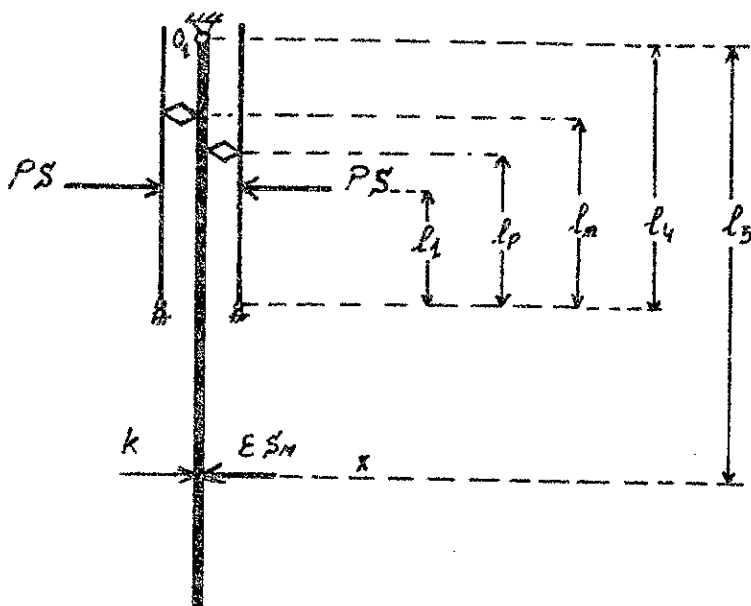


7.3. Caractéristiques des différentes positions des curseurs.

Dans ce paragraphe on veut étudier l'influence de la position des curseurs sur notre régulateur.

7.3.1. Analyse des différentes positions.

Soit le schéma de notre régulateur.



Pour faciliter notre analyse on fait notre raisonnement en régime établi. Puis on suppose que la pression intégration est la même que celle de sortie du régulateur. Après cela on considère la force ES_M comme résultante des forces de mesure et de consigne. De plus on remplace la raideur du système par k sur l'axe de la consigne.

On fait la somme des moments par rapport à l'axe du levier à palette

$$PS \frac{l_1}{l_p} \frac{l_4 - l_p}{l_5} \cdot l_5 - PS \frac{l_1}{l_n} \frac{l_4 - l_n}{l_5} \cdot l_5 + ES_M \cdot l_5 - kx \cdot l_5 = 0$$

on pose $L_p = \frac{l_1}{l_p} (l_4 - l_p)$

$L_m = \frac{l_1}{l_n} (l_4 - l_n)$

1^{er} cas : On a linéarité de la cascade.

Donc on a $P = f(x) = Ax \Rightarrow X(P) = \frac{P}{A}$

On revient à notre équation.

$$P S (L_p - L_m) - \frac{P}{A} K L_s + E S M L_s = 0$$

$$P \left[S(L_p - L_m) - \frac{K L_s}{A} \right] = -E S M L_s \Rightarrow P = \frac{S M L_s}{\frac{K L_s}{A} - S(L_p - L_m)} \cdot E$$

Discussion :

Si on a les curseurs opposés il en résulte $-L_p = L_m$ d'où $S(L_p - L_m) = 0$.

donc $P = \frac{S M A}{K} \cdot E$ de plus $\frac{S M A}{K} = \text{constante}$ donc $P = B \cdot E$.

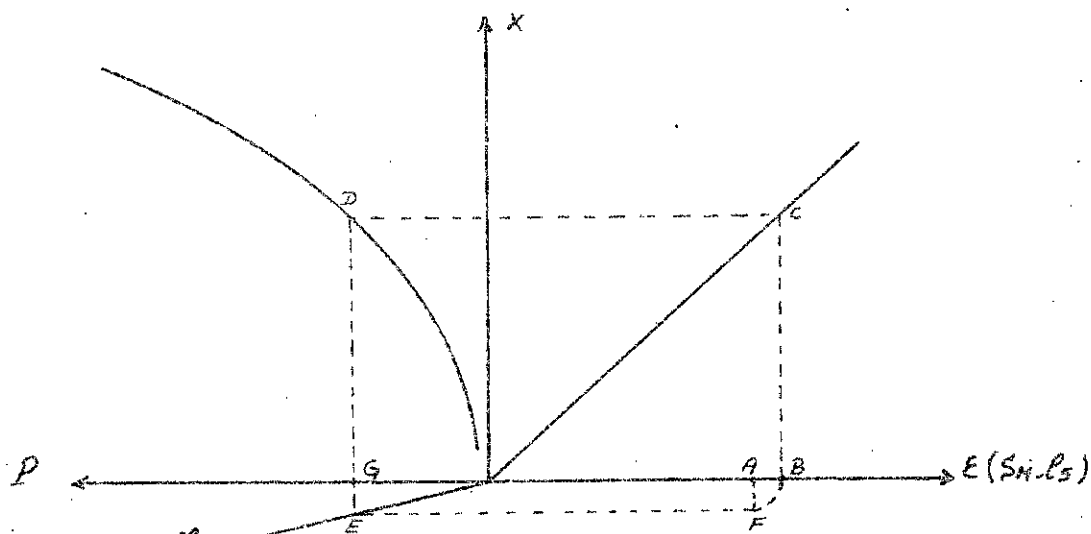
ce qui veut dire que la pression est proportionnelle à E .

Si on maintient le curseur négatif en place et qu'on déplace le curseur positif en l'éloignant de l'axe du levier à palette.

Il faut veiller à ce que l'écart entre eux inférieur $\frac{K L_s}{A S}$. Cette dernière nous conduit à la valeur zéro au dénominateur d'où la fonction en relais. On voit que le relais est le cas idéal, mais c'est aussi la limite de la région où le gain devient négatif ce qui nous conduit à l'instabilité du régulateur.

2^{ème} cas : On tient compte de la non linéarité de la cascade.

Vu que la caractéristique de la cascade est non linéaire et non définie analytiquement, on se propose de trouver la pression à partir de E (écart de régulation) à l'aide de la méthode graphique.



• pente proportionnelle
 $S(Lp - Lm)$

Discussion du graphe :

Le premier quart représente le déplacement du levier à palette au niveau de la buse en tant que fonction de l'écart de régulation E . Le deuxième quart représente la caractéristique expérimentale de notice cascade. La pente de la droite du troisième quart est déterminée de telle façon que la pression de sortie du régulateur soit prise comme force résultante des réactions au niveau de la buse.

Par le même raisonnement que celui du 1^{er} cas on obtient :

$$x(P) = \frac{E S_n l_5 + P S(L_p - L_m)}{K l_5}$$

cette relation sans le deuxième terme du numérateur ($P S(L_p - L_m)$) est donnée par la droite du 1^{er} quart.

On remarque de cette relation que si $l_p > l_m$ on a une réaction résultante positive. Car si E augmente on a augmentation de x d'où augmentation de P d'où découle une nouvelle augmentation de x . Pour utiliser ce graphe on introduit la valeur $E(S_n l_5)$ sur l'axe d'abscisse positive et de la par

la méthode des essais et retouches on trouve la valeur B du même axe qui sert de base pour le calcul consécutif de x (point C), de P (point D) et enfin du deuxième théorème du numérateur (segment GE) ce dernier ajoutée à la valeur initiale de E doit donner le point B . On a alors cela $GE = AF = AB$.

7.3.2. Manipulation.

Notre manipulation nécessite la réalisation du montage représenté à la page suivante.

On remplit partiellement le grand réservoir en eau et l'on verse aussi de l'eau dans le récipient relié à ce réservoir puis on fait varier la hauteur de ce récipient afin de faire varier le niveau d'eau dans le réservoir afin de donner naissance à une pression au niveau du transmetteur. On peut mesurer cette pression à l'aide de la colonne d'eau car on n'a pas de manomètre qui mesure les très faibles pressions.

Donc suivant l'augmentation ou diminution de la pression au niveau du transmetteur on a variation en conséquence de la pression de sortie du régulateur.

Notre but est de tracer les courbes montrant la pression de sortie du régulateur en fonction de la hauteur de colonne d'eau (pression au niveau du transmetteur) et cela pour trois positions différentes des curseurs. On a changé les positions afin de voir l'influence de la position des curseurs.

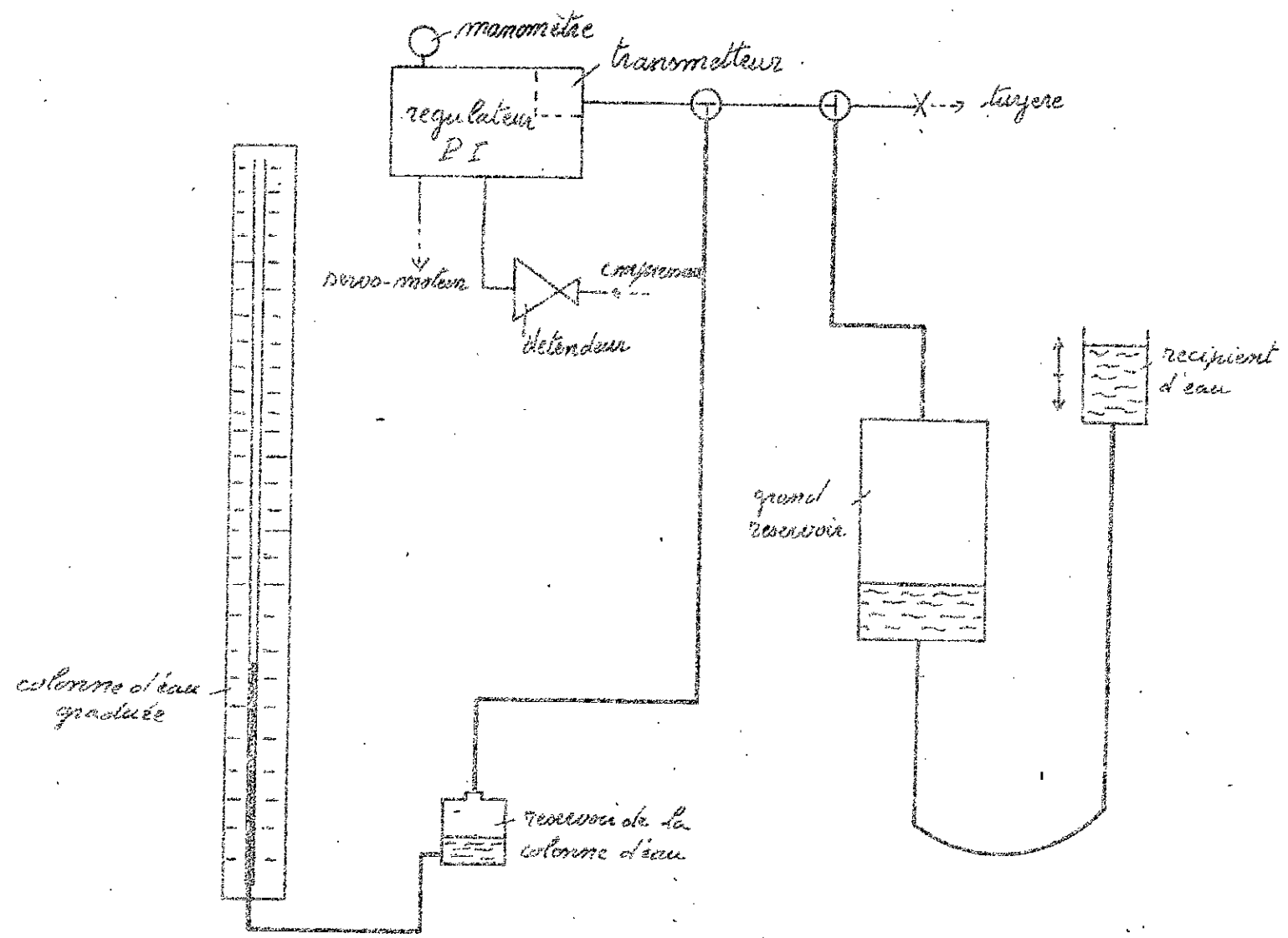
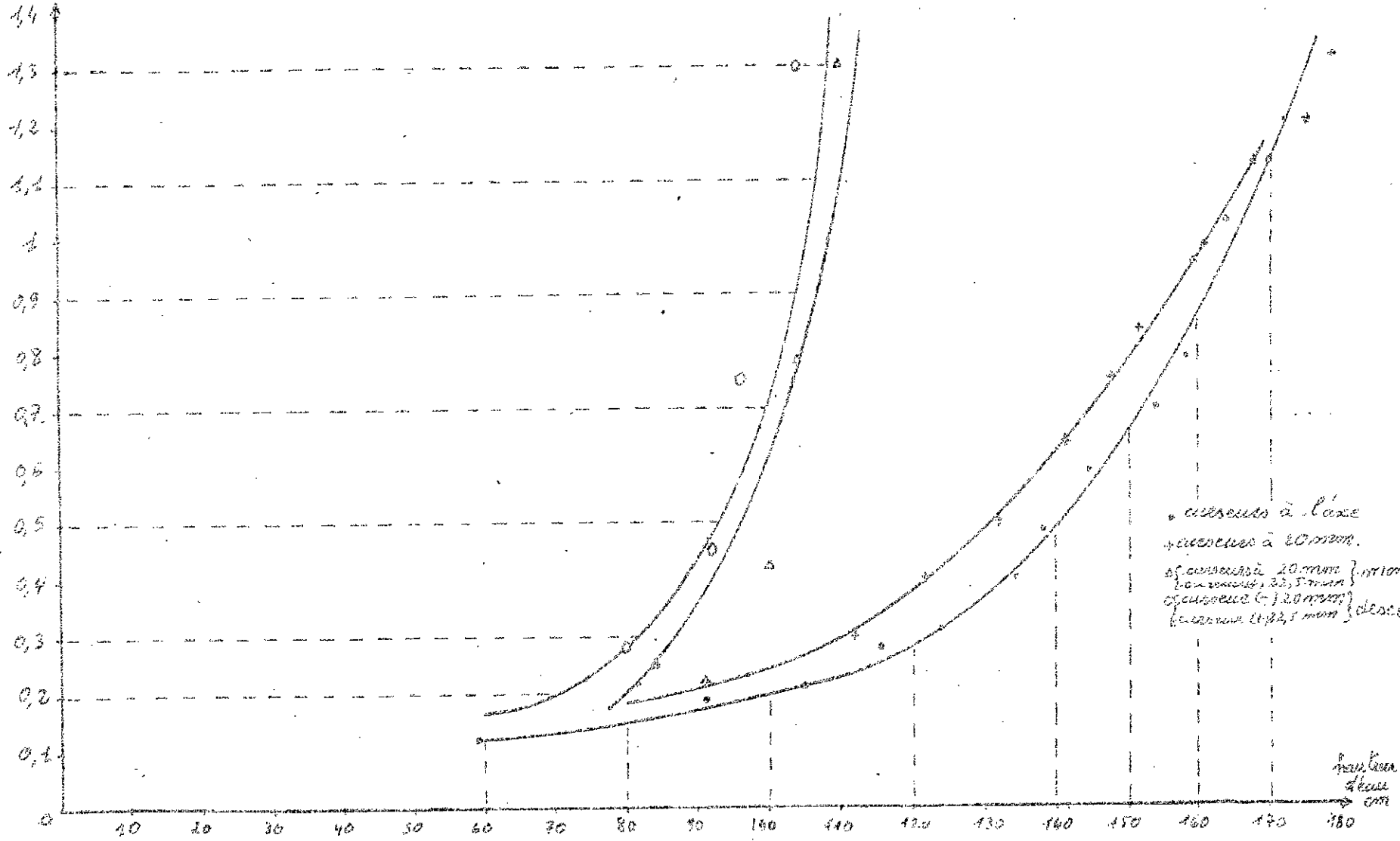


Schéma permettant l'étude de la position des curseurs.

Tableau : donnant la pression de sortie du régulateur en fonction de la pression transmise au transmetteur exprimée en hauteur de colonne d'eau.

Les deux curseurs sont à l'origine		Les deux curseurs sont à 20 mm de l'origine.		Le curseur négatif à 20 mm le curseur positif à 22,5 mm de l'origine	
Pression de sortie régulateur bars	hauteur de colonne d'eau cm	Pression de sortie régulateur bars	hauteur de colonne d'eau cm	Pression de sortie du régulateur bars	hauteur de colonne d'eau cm
0,12	59	0,21	91	0,25	84
0,18	92	0,3	112	0,42	100
0,21	105	0,4	122	0,78	104
0,27	116	0,5	132	1,33	110
0,32	124	0,64	142	On prend les mesures dans la baine de colonne.	
0,4	132	0,75	148		
0,48	137	0,84	152	1,3	103
0,58	145	0,95	159	0,75	97
0,7	153	1,12	167	0,45	93
0,78	159	1,2	175	0,28	80
0,98	162	1,3	180		
1,03	164				
1,12	169				
1,2	171				
1,3	178				

Pression de sortie du régulateur en bars.



Interpretation.

On déduit des courbes précédentes que l'écart entre les positions des curseurs a une très grande influence sur la pente de la courbe donnant la pression de sortie du régulateur en fonction de la pression au niveau du transmetteur. On constate aussi que lorsqu'on change la position des curseurs mais en les gardant opposés on agit également sur la pente de la courbe mais le changement est très faible, ce qui est due à l'action de la raideur des soufflets. Donc on peut conclure que les courbes obtenues sont conformes à notre précédente analyse sur la position des curseurs.

74. Etude du temps d'action du système à régler.

Dans ce paragraphe on se propose d'étudier le temps d'action du système à régler. Pour cela on alimente notre servo-moteur directement à la sortie du détendeur. Puis à l'aide de la pression de sortie de ce dernier on fixe la pression qui permet de maintenir une pression amont fixe à 6,5 bars et on refait la même chose pour la pression amont de 5 bars.

Notre manipulation consiste à régler la pression de sortie du détendeur qui maintient la pression 6,5 bars puis à passer très rapidement à celle qui maintient la pression à 5 bars, puis on relève la pression amont toutes les quinze secondes afin de tracer la courbe donnant la pression amont en fonction du temps.

Interpretation.

Le comportement de notre objet de regulation est semblable à celui d'un élément à capacité. Cependant on observe une non linéarité visible par le fait que la constante de temps n'est pas la même pour chaque tranche de courbe.

En négligeant la partie initiale de notre courbe on peut dire que notre constante du temps est de l'ordre de 200 s.

On suppose qu'au voisinage des trois cents secondes (300 s) une mauvaise action de notre manomètre.

CHAPITRE 8.

ETUDE DE L'INSTABILITE DU SYSTEME.

Dans ce chapitre on se propose d'étudier l'instabilité de notre système.

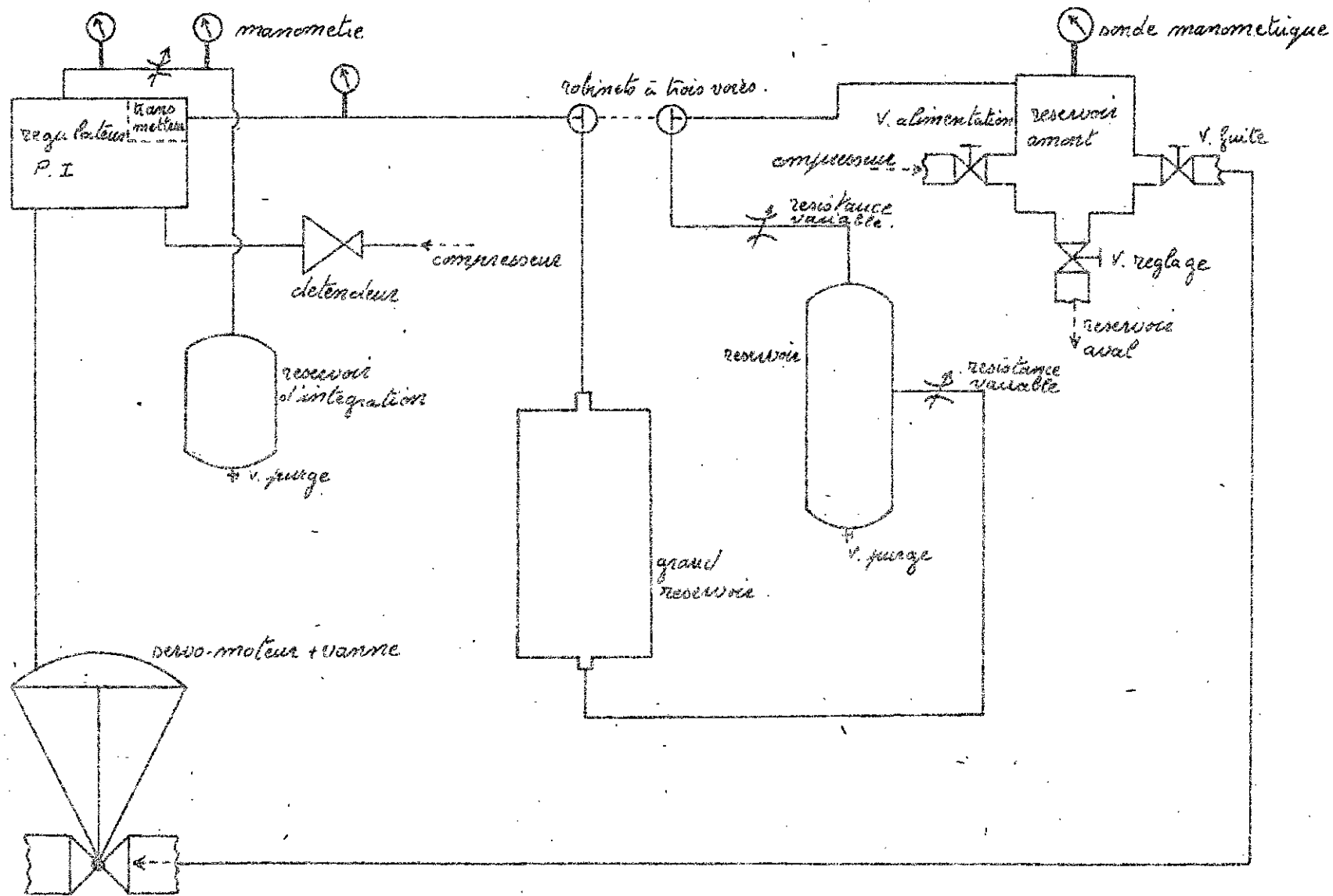
8.1. Manipulation.

Afin d'effectuer cette étude on réalise le montage représenté sur la page suivante.

On alimente notre installation en air comprimé en ayant les résistances variables complètement ouvertes et on laisse le temps qu'il faut pour que le manomètre soit à la même pression que celle en amont de la tuyère. Puis on introduit une perturbation en ouvrant ou en fermant la vanne de réglage. Et on refait notre manipulation pour différentes obturations des deux restrictions situées avant chaque réservoir. On constate que pour l'ouverture totale des restrictions on n'a pas d'instabilité visible, mais plus on obture les restrictions et plus le phénomène d'instabilité devient important. Et la variation de la pression est d'autant plus grande que l'obturation est grande au niveau des résistances.

8.2. Interpretation de notre observation.

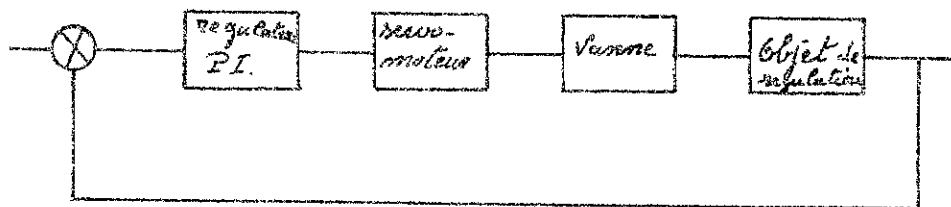
Les diagrammes fonctionnels de la page 85 représentent les systèmes de régulation sans et avec les réservoirs modifiant ainsi la chaîne de mesure de notre boucle.



Schema du montage permettant l'étude de l'instabilité du système

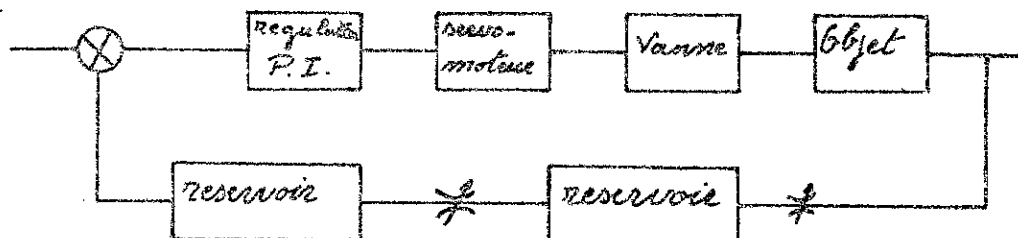
Si on traite le servo-moteur et la vanne comme des éléments n'introduisant pas de retard.

1^{re} boucle:



La première boucle n'est que du deuxième ordre, car le régulateur P.I. par son action intégrale constitue un élément du premier ordre. Notre objet de régulation peut être assimilé à un élément du premier ordre (on l'a montré au paragraphe 7.4.). Et on sait qu'un système du deuxième ordre est par définition stable.

2^{me} boucle.



Par l'introduction des deux réservoirs avec leurs restrictions on a augmenté l'ordre de notre boucle à quatre d'où par réglage approprié des résistances on peut obtenir l'instabilité du système.


CONCLUSION

I. Comme conclusion on peut dire qu'on a atteint tous les objectifs espérés.

1. On est arrivé à faciliter l'étude de la tuyère.

2. On a réalisé un banc d'essai pour l'étude de la régulation pneumatique.

II. Cette installation est fonctionnelle dès cet instant et j'espère que ce banc sera introduit comme travaux pratiques de notre département et cela dès le semestre prochain.



BIBLIOGRAPHIE

1. Thèse de fin d'études - promotion juin 1982.
A. Karris.
2. Thèse de fin d'études - promotion janvier 1982.
B. Abdessettar.
3. Construction mécanique tome 2.
M. Norbert.
4. Elements de construction tome 6.
F. Bernard.
5. Les composants hydrauliques et pneumatiques
de l'automatique.
R. Molle.
6. Technique de la régulation industrielle.
D. Dindeleux.
7. Cours de machines thermiques 2.
A. Garmousse.
8. Guide du dessinateur industriel.
A. Chevalier.
9. Encyclopedie industrielle.
Duillet.

ANNEXE

Le schéma additive accompagnant ce projet représente l'état final et définitif de notre installation.

Sur ce dernier on peut réaliser les travaux pratiques de l'étude du fonctionnement de la tuyère ou de la régulation automatique par simple action sur le robinet à trois voies et trois lumières.

Dans le sens I du robinet précédent: on pourra faire l'étude de la tuyère.

Dans le sens II le robinet nous permet l'étude de l'instabilité de la régulation automatique.

