

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT **Mecanique**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

1 ex

SUJET

Influence des paramètres
géométriques sur la
caractéristique du capteur
à injection

Proposé par :

Bouaziz

Etudié par :

N. Kazi Aoul

Dirigé par :

Bouaziz

PROMOTION

juin 87

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT **الهندسة** GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Influence des parametres geometriques
sur
les caracteristiques d un capteur
à
injection

Proposé par :
M. Bouaziz

Etudié par :
N. Kazi aoul

Dirigé par :
M. Bouaziz

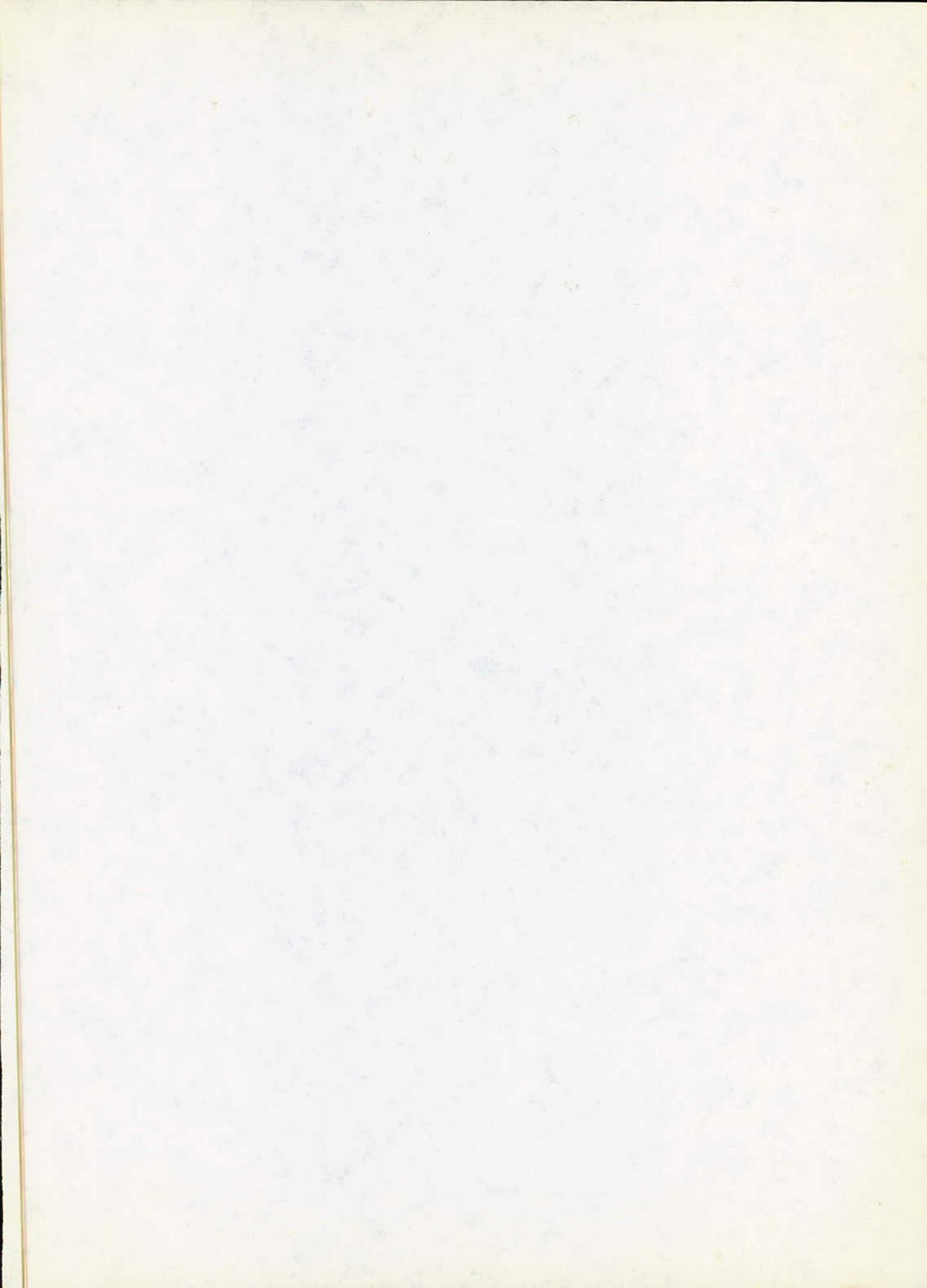
PROMOTION
Juin 87

REMERCIEMENT

JE TIENS A REMERCIER MONSIEUR MOHAMMED BOUZIZ POUR SON AIDE
ET SON SUIVI DURANT CETTE ETUDE. AINSI QUE LES PROFESSEURS
QUI ONT CONTRIBUE A MA FORMATION.
IL EN EST DE MEME CEUX QUI M'ONT PORTE LEUR SINCERE AIDE

DEDICACES

JE DEDIE CE TRAVAIL A
MON PERE ET MA MERE QUI ONT SACRIFIE LEUR
VIE POUR MA FORMATION
MES FRERES ET MES SOEURS (MON FRERE NAIM
SOEUR NAIMA
MES GRANDS PARENTS (MA GRANDE MERE ZOHRA)
TOUTE LA FAMILLE KAZI ET BENOSMAN



S O M M A I R E S



CHAPITRE I Introduction

I1 Introduction I

CHAPITRE II Generalites sur le controle dimentionnelle

II1 Generalite.....2

II2 Differentes methodes de metrologie dimenti-
-onnelle 3

II3 Procede pneumatique 4

II31 Utilisation 4

II32 Principe de mesure 4

II33 Avantage et inconvenient metrologie
pneumatique 6

II33 Avantage 6

II332 Iconvenient 6

II4 But de l'etude de projet 6

CHAPIIRE III Controle pneumatique

III1 Ecoulement d'un gaz compressible 8

III2 Mesure pneumatique 10

III21 Shema de mesure 10

III211 Procede manometrique 11

III22 La limite mesure pneumatique 11

III23 Influence de la couche de stagnati-
-on ou la couche limite 13

III3 Parametre caracteristique d'un sys-
-teme pneumatique 16

III31 Sensibilite 17

III32 Influence deH sur h 17

III33 Diapason lineaire de mesure et l'e-
-rreur de non linearité

CHAPITRE IV Capteur injection

IV1 UNcapteur a injection 19

Difference entre capteur à injection et capteur ordinaire 21

IV3 Determination de la formule de base 22

IV4 Evaluation des parametres caracteristiques

 IV4I determination de L_I 24

 IV4II Theorie du jet 25

 IV4I2 Perte de charge 28

 IV42 Determination de L_3 28

 IV42I Recherche du nombre de reynolds 30

 IV43 Determination volume chambre 32

 IV43I Dimentionnement de l'ajutage. 32

 IV5 Determination du rapport de densité. 35

CHAPITRE V Etude experimentale

 VI Banc d'essai 39

 V2 But du banc d'essai 39

 V3 Etude des resultas 4I

 V3I Etat environnant d'essais 4I

 V32 Analyse des resultats 42

 V33 Conclusion 44

 V4 Comparaison entre la caracteristique th-
 -eorique et la caracteristique experime-
 -ntale

 Conclusion et recommandation 45

APPENDICE I Programation sur ordinateur pour le tr-
 -acé de la courbe theorique 48

APPENDICE II Tableau de valeur 49

APPENDICE III Tracé des courbes experimentales et t-
 -heorique 55

11/2011

11/2011

11/2011

CHAPITRE I



I-1. Introduction :

La métrologie est définie comme une science de mesure. Elle s'applique à l'ensemble des domaines relatifs aux mesures de grandeurs. En ce qui concerne le point de vue des grandeurs concernées, on distingue la métrologie technique, médicale etc...

La métrologie est une science qui conditionne les autres, ses lois s'appliquent à toutes les disciplines, et ses progrès sont étroitement liés à ceux de l'expérimentation. Elle indique à l'opération qui fait les mesures, les meilleures conditions expérimentales à l'utilisation qui les exploite, le degré de confiance qu'il peut placer dans les résultats qui lui sont fournis et au constructeur. les règles à observer dans la conception des instruments pour atteindre le résultat désiré.

La métrologie actuelle a même permis d'automatiser la mesure dans le but d'aboutir à la valeur vraie de la grandeur désirée. C'est ainsi que l'erreur de fabrication devient de plus en plus faible lorsque les moyens techniques utilisés sont conjugués avec les progrès scientifiques de la métrologie. Elle joue un rôle progressant dans l'industrie. C'est grâce à elle aussi que la fabrication en série, les industries mécaniques, automobiles ou aéronautiques, les industries chimiques ont vu un essor considérable.

Pratiquement, il est impossible d'obtenir la vraie valeur de la grandeur mesurée : ceci vient du fait que toute mesure est entachée d'erreurs. Cependant pour dire qu'une valeur de la grandeur considérée est acceptée ou refusée, on établit une tolérance pour laquelle lorsque l'erreur de fabrication est encadrée dans cet écart, on dira alors que la grandeur mesurée est acceptée. Dans le cas contraire, el-

.../...

le sera refusée. En fait on effectue un contrôle. Donc ce contrôle a pour objet de donner l'information à l'opérateur sur la technique qu'il utilise et la pression qu'il doit obtenir. Le contrôle est indispensable dans tous les domaines de l'industrie et du laboratoire pour tous les aspects du produit fini.

CHAPITRE II

GENERALITES SUR LE CONTROLE DIMENSIONNEL

Contrôler veut dire vérifier si certaines consignes ont été respectées ou non. Le contrôle peut être subjectif c'est-à-dire basé sur les perceptions sensorielles, sans utilisation d'un instrument, ou un objectif, c'est-à-dire à l'aide de moyen de contrôle.

Pour la fabrication mécanique, seul le contrôle objectif peut être retenu.

Un contrôle efficace doit être total, c'est-à-dire s'exercer à tous les stades de transformation de la matière. On distingue deux formes de contrôle : le contrôle actif et le contrôle passif.

- Le contrôle actif s'applique aux pièces en cours d'usinage.

- Le contrôle passif s'applique aux pièces finies pour s'assurer de leur validité. Actuellement, il existe une tendance à l'augmentation de la précision de l'ajustement. Ceci impose une diminution des tolérances.

Le contrôle doit satisfaire les conditions suivantes :

- Qualité : Une bonne précision géométrique
- Quantité : Une production totale
- Délais : Un temps minimisé
- Prix de revient : économique

.../...

11-2. Différentes méthodes de métrologie dimensionnelle :

On distingue les procédés :

- Mécanique
- Electronique
- Optique
- Pneumatique
- Radioactif
- Optico-mécanique.

suivant la construction du système on peut effectuer une méthode de mesure convenable, celle-ci peut-être :

- a) Méthode absolue : la grandeur mesure est prise directement.
- b) Méthode relative : la grandeur mesurée est prise par rapport à un étalon (mesure d'écart). Elle est utilisée dans les mesures de laboratoire et dans le contrôle industriel automatique, etc...
- c) Méthode directe
- d) Méthode à contact : entre la pièce à mesurer et l'appareil. La pression de contact à mesurer doit être uniforme ni trop faible risque du jeu, ni trop forte risque d'usure progressive. Un réglage est nécessaire.
- e) Méthode sans contact : lorsqu'il n'y a pas contact entre l'appareil et la pièce à contrôler élimine les erreurs dues à la surface de contact ainsi que la déformation de la surface mesurée. Pour la réalisation des mesures sans contact on emploie des appareils basés sur la pneumatique, l'électronique, l'optique.
- f) Méthode universelle : c'est la méthode qui prévoit une caractéristique toujours analogique parce que dans chaque point du diagramme de mesure on doit avoir la possibilité de lire la valeur numérique de la grandeur mesurée.

.../...

g) Méthode automatique : c'est une méthode qui est indépendante de la nature de la conversion (analogique ou discontinue), des signaux discrets à la sortie du système de mesure. L'existence des impulsions est uniquement capable d'automatiser le processus de contrôle.

II-3. Procédé pneumatique :

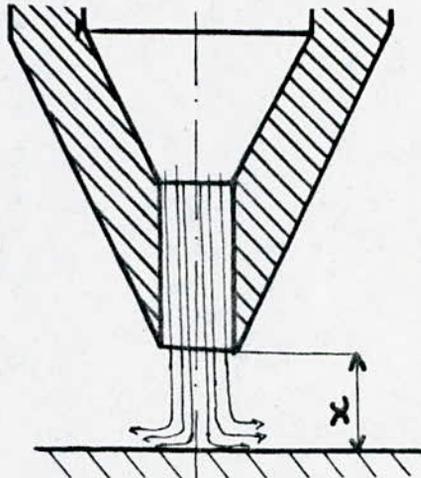
La métrologie pneumatique est née en 1929 et elle est de plus en plus utilisée ces dernières années. Ses méthodes permettent des amplifications très importantes les appareils et les capteurs sont d'une conception très robustes.

1- Utilisation :

La mesure pneumatique appliquée au contrôle d'usinage est basée sur la mesure de la résistance du passage du gaz de l'étranglement de la section obtenue en plaçant un orifice à une faible distance Z d'une paroi solide S (fig. 1) les principaux facteurs sont :

- les propriétés du gaz comprimé en amont du gicleur
- les propriétés du gaz détendu en aval du gicleur
- le diamètre du plus petit canal d'écoulement.

Fig 2-1



a) Principe de mesure d'une cote de pièce avec un seul orifice palpeur à fuite directe

La figure 2 montre le principe de mesure soit :

.../...

- y l'épaisseur de la pièce à mesurer
- y_0 l'épaisseur de la cale étalon
- x la distance entre la pièce et le gicleur de mesure

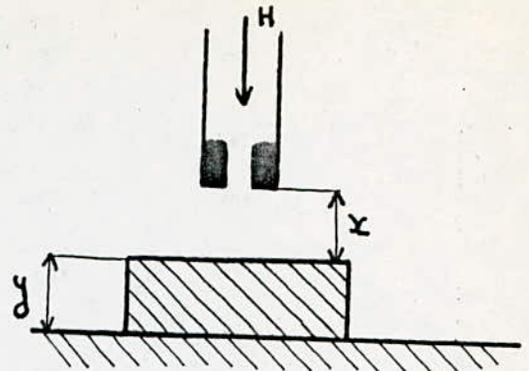


Fig 2.2

Ainsi $X_0 = Y - Y_0$ (2 - 1)

$X = Y - Y_0$ (2 - 2)

d'où $X = X - X_0 = Y - Y_0$ (2 - 3)

à l'aide d'un micromètre pneumatique ou manomètre on peut reconnaître la différence

$Y - Y_0$ et par conséquent la cote Y connaissant Y_0

b) Deux orifices de mesure en parallèle

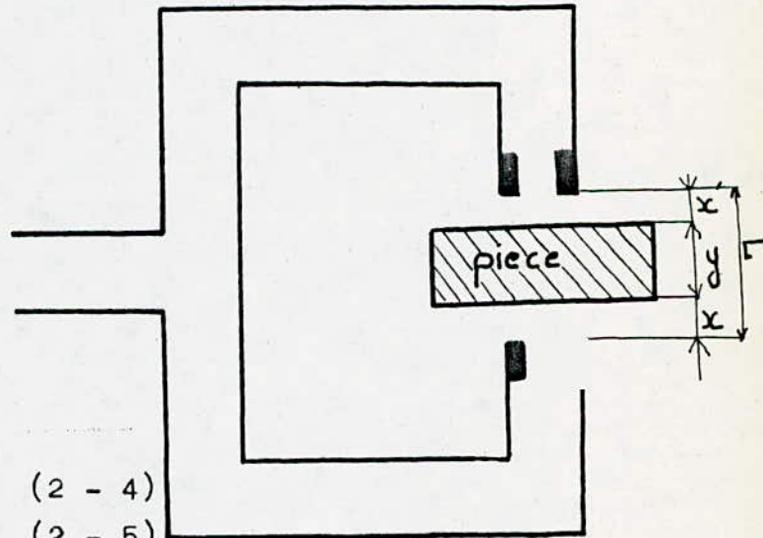
les deux gicleurs de mesure sont identiques

- L la distance entre les deux gicleurs sont fixes

- Y l'épaisseur de la pièce à contrôler. L'étalonnage a été

fait à une épaisseur Y_0 d'après la figure 2-3 on a

Fig 23



$Y_0 = L - (X_0 + X_0)$ (2 - 4)

$Y = L - (X + X)$ (2 - 5)

$Y_0 - Y = (X + X) - (X_0 + X_0)$ (2 - 6)

avec : $X = F(h)$, $X' = f(h')$, $X_0 = f(h_0)$, $X'_0 = f(h'_0)$

h : est la pression relevée par un manomètre

.../...

II-3.3 Avantage et inconvénient de matrologie pneumatique

II-3.3.1 Avantages

- Les appareils pneumatiques peuvent être alimentés par tout gaz comprimé convenable.

Comparativement avec son principal concurrent qui est l'électronique la technique pneumatique présente les avantages suivants :

- robustesse
- légèreté
- simplicité
- souplesse
- fiabilité
- transmission à distance si la rapidité de la cadence du contrôle le permet
- bon marché

II-3.3.2 Inconvénients

- perte de charge dans les tuyauteries et les raccords
- dilatation de l'air à cause de l'élévation de sa température
- nécessaire d'emploi des accessoires pour le filtrage et stabilisation de l'écoulement.
- faible rayon d'action.

L'évolution récente des techniques pneumatiques montre que leur capacité de progrès et d'innovation ne sont pas épuisées. On constate qu'elles resteront longtemps comme usage pour la solution problème de mesure la ou a besoin un appareillage pratique et robuste.

II-4. But de l'étude de ce projet :

Les systèmes de contrôle pneumatique sont utilisés dans l'industrie mécanique contemporaine et permettent l'automatisation de processus de contrôle. Cependant ils sont limités du point de vue application. En effet ils sont caractérisés principalement par deux facteurs

.../...

à savoir la sensibilité et le diapason de mesure l'augmentation de l'un entraîne une diminution de l'autre. Réduire les erreurs de mesure c'est d'augmenter la précision d'usinage on doit donc employer des appareils à haute sensibilité : ce qui nécessite un diapason de mesure faible ne convenant que pour les pièces dont l'intervalle de tolérance est très faible. Pour le contrôle de pièce à grand intervalle de tolérance, la sensibilité de l'appareil est faible et par suite les erreurs de mesure.

Actuellement on cherche à améliorer les caractéristiques de ces systèmes :

- augmentation du diapason de mesure
- augmentation de la sensibilité

Satisfaire ces deux critères est notre objectif principal pour obtenir de meilleures caractéristiques.

L'étude est orientée sur les domaines théoriques et expérimentales d'un système pneumatique de contrôle afin d'obtenir des caractéristiques possédant de forte sensibilité et un grand diapason de mesure.

CHAPITRE III

CONTROLE PNEUMATIQUE

Le contrôle pneumatique est utilisé dans l'industrie et permet d'obtenir des amplifications jusqu'à 40 000 dans les appareils d'atelier et même jusqu'à 100 000 dans les appareils de laboratoire. On peut même agrandir l'amplification en utilisant des amplification en utilisant des amplificateurs pneumatiques supplémentaires.

L'essentiel est basé sur l'écoulement de gaz, la plupart du temps c'est de l'air dont nous allons donner un bref rappel de gazodynamique.

.../...

III-1. Écoulement d'un gaz compressible

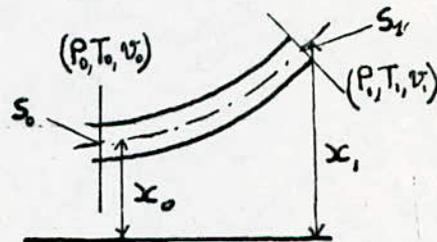
1) Lorsque un gaz à haute pression s'écoule dans l'atmosphère, il se produit un brusque changement de volume de ce gaz. Dans ce cas il est nécessaire de tenir compte de cette compressibilité en négligeant les pertes dans l'ajustage d'où sort l'écoulement du gaz parfait ainsi que l'influence de la pesanteur : voir fig. 3.1

On peut déterminer la vitesse de l'écoulement adiabatique par la formule suivante :

$$v_o = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.1)$$

$$v_o = \sqrt{2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \tau \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.2)$$

Fig 3.1



avec P_1 : est la pression du gaz en amont v (N/m^2) de l'écoulement (N/m^2)

P_o : est la pression du gaz en aval de l'écoulement (N/m^2)

T_1 : Température du gaz en amont de l'écoulement

: constant adiabatique

: est la constante de l'air supposant gaz parfait

2) Si P_o diminue la vitesse d'écoulement V croit jusqu'à

.../...

ce que cette pression devienne égale à la pression critique : on a donc une vitesse critique (sonique)

$$P \text{ critique} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot P_1$$

Si la pression P_0 continue à abaisser, la vitesse dans la section indiquée reste égale à la célérité du son mais le jet à la sortie commence à s'élargir. Ainsi si la pression descend au-dessous de la valeur critique, le débit en poids n'augmente pas mais reste égale à

$$\dot{m} = P_0 S_0 V_0 = \sqrt{\frac{\gamma}{\tau} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot S_0 \cdot \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \quad 2-4$$

$$\text{avec } P_0 = P_c = \left(\frac{2}{\gamma-1} \right)^{1/(\gamma-1)} \cdot P_1 \quad 2-4-1$$

$$\text{et } V_0 = V_c = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \cdot \gamma \cdot \tau \cdot T_c} \quad 2.4.2$$

d'après la figure 2.2 : on voit :

- Si $\frac{P_0}{P_1} > \left(\frac{P_0}{P_1} \right)_{cr}$ le débit est en fonction de P
- Si $\frac{P_0}{P_1} < \left(\frac{P_0}{P_1} \right)_{cr}$ le débit ne dépend pas de P

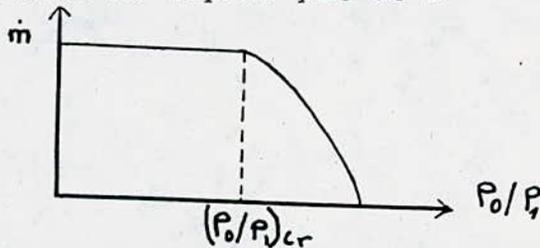


Fig. 2.2

Le débit calculé ne s'applique qu'à des conditions d'écoulement idéales. Dans la pratique le débit réelle est inférieur que le débit théorique.

.../...

$$m_{\text{réelle}} = \alpha \cdot m_{\text{th}} \quad (2.5)$$

avec $0,7 < \alpha < 0,95$

est un coefficient du débit. Il dépend de la section et de la géométrie de l'orifice des pertes thermo-dynamique réelle du rapport α et de la nature d'écoulement (nombre de Reynolds).

III-2 Mesure pneumatique

III-2.1 Schéma de mesure

L'air comprimé vient de la source (6) qui est un compresseur passe à travers le filtre (5) et le détendeur-stabilisateur (4) pour alimenter l'appareil pneumatique (3) lequel est muni d'un traducteur d'un détecteur d'écart et d'un amplificateur il arrive enfin dans le capteur (2) situé à une distance X de la pièce (1).

L'ensemble constitue l'installation pneumatique suivant la valeur de la pression d'alimentation (pression relative), on distingue des appareils à base et à haute pression.

Pour les appareils à basse pression (écoulement subsonique). La pression est environ de 550 mm de colonne d'eau. Pour les appareils à haute pression (écoulement sonique).

La plupart des appareils pneumatiques de mesure fonctionnent à haute pression en raison des avantages suivants :

- l'indication est indépendante de la pression ambiante
- auto-nettoyage des pièces à contrôler (poussière, huile, eau, etc) d'après la formule 2.4 on a $m = f(X)$ on voit donc toute variation de X correspond à une variation du débit m . Le problème de mesure consiste toujours à la détermination de la cote X . Les procédés les plus utilisés sont :

a) Procédé debimétrique

b) Procédé tachymétrique

c) Procédé manométrique : le procédé qui nous intéresse dans le projet.

.../...

III-2.1.1 Procédé manométrique

La méthode manométrique est mieux adaptée au contrôle automatique à cause de la conversion du signal pneumatique en signal électrique

III-2.2 La limite de la mesure pneumatique

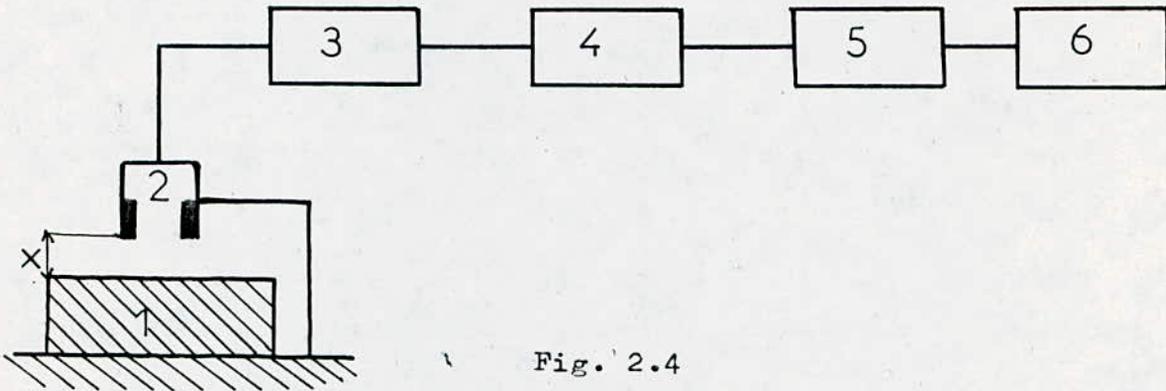


Fig. 2.4

La mesure pneumatique n'est valable que dans une certaine plage de la cote X elle n'est valable que si la surface latérale entre le gicleur et la pièce est égale ou inférieure à la section du gicleur :

Fig. 2.4

$$S_{lat} < S_{gicl} \quad 2.6$$

avec $S_{lat} = A \cdot X \quad 2.7$

d'où $X \leq \frac{S_{gic}}{A} \quad 2.8$

pour un gicleur à section rectangulaire de dimension a et b

on a $A = 2(a + b)$ et $S_{gicl} = a \cdot b$

on aura $X \leq 0,5 \frac{ab}{a+b} \quad 2.9$

pour un gicleur à section circulaire on a

$$S_{gicl} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{et} \quad A = \pi \cdot d$$

alors $X \leq 0,25d \quad 2.10$

pratiquement on prend :

$$x : (0,6 \text{ à } 0,7)x_{\max} \quad (2.11)$$

avec x_{\max} est la distance maximale entre la pièce et le gicleur (comme exemple) pour un gicleur cylindrique $x_{\max} = 0,25 d$

III-2.3 Influence de la forme de la pièce sur la pression de mesure.

Dans l'industrie pour réduire les erreurs de mesure on emploie des pièces cylindriques dont le diamètre D est beaucoup plus fort que celui d du gicleur d de mesure. L'établissement du rapport $\frac{d}{D}$ est nécessaire pour l'étalonnage de l'appareil de contrôle et pour réduire au maximum les erreurs dues à la forme de la pièce. Nous allons donc déterminer ce rapport en fonction de la surface d'écoulement de l'air à la sortie du gicleur de mesure.

Soit une pièce ayant une surface quelconque

La surface totale d'écoulement est :

$$S = Ax + \Delta m \quad (2.12)$$

avec A est la circonférence du gicleur

x est la distance entre la pièce et le gicleur

m : est la surface supplémentaire

une erreur de Δm conduit une erreur de Δh sur la pression de mesure

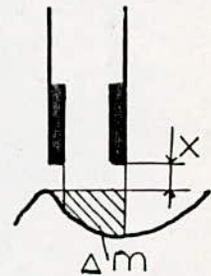


Fig. 2.5

Nous pouvons chercher l'expression de m de S et de $\frac{d}{D}$ en fonction de la forme de la pièce et de la section du gicleur.

Les applications les plus utilisés sont :

- gicleur cylindrique - pièce sphérique
- gicleur cylindrique - pièce cylindrique
- gicleur rectangulaire - pièce cylindrique

Dans notre projet on fait l'expérimentation sur des pièces prismatique $m = 0$ la forme de la pièce et sans influence sur la pression de mesure.

III.- 2-3 Influence de la couche de stagnation ou limite sur la pression de mesure.

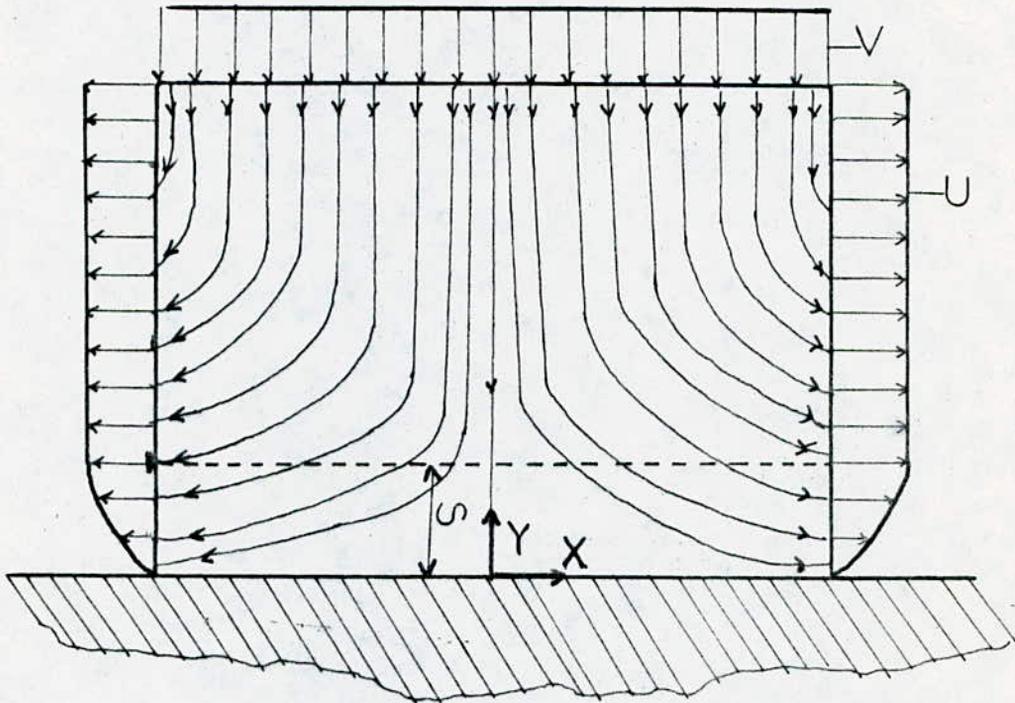


FIG 2-6

Dans les mesures pneumatiques, il faut tenir compte des erreurs de mesure provenant de la couche limite. L'établissement de la valeur de S est nécessaire pour l'étalonnage de l'appareil de contrôle et pour réduire au maximum les erreurs due à la couche de stagnation voire fig. (2.6)

Soit une pièce ayant une surface quelconque :

La surface totale d'écoulement est :

$$S = A.x' - A.S \quad 2.13$$

avec A est la circonférence du gicleur

x' est la distance entre la pièce et le gicleur

S : épaisseur de la couche limite

Une erreur de A.S conduit une erreur de Δh sur la pression de mesure. Nous allons donc déterminer la valeur de S.

III.2.3.1 Détermination de la valeur de la couche limite S

La distribution de la vitesse en tout point du jet sauf

au point $x = y = 0$ est donné voire fig. 2-6

$$v = a.x \quad 2.14$$

$$v = -a.y \quad 2.15$$

a est une constante

Si on pose P_0 = pression de stagnation et P la pression arbitraire en appliquant l'équation de Bernoulli on a

$$P_0 - P = \frac{1}{2} \rho (v^2 + v^2) = \frac{1}{2} \rho a^2 (x^2 + y^2) \quad 2.16$$

en faisant une approximation

$$U = x. f'(y) \quad 2.17$$

$$v = f(y) \quad 2.18$$

$$P_0 - P = \frac{1}{2} \rho .a^2 [x^2 + F(y)] \quad 2.19$$

en substituant l'équation 2.17 et l'équation 2.18 dans l'équation de continuité 2.22 et 2.20, 2.21

.../...

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad 2.20$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \cdot Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad 2.21$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad 2.22$$

avec :
 u : vitesse suivant l'axe x
 v : vitesse suivant l'axe y
 ρ : densité
 ν : viscosité dynamique

Nous obtenons une équation différentielle par et F.

$$f'^2 - ff'' = a^2 + f''' \quad 2.23$$

$$ff' = \frac{1}{2} a^2 F' - \nu f'' \quad 2.24$$

au condition limite pour f et F obtenu pour u = v = 0

on a : y = 0 f = 0, f' = 0, F = 0 y = : f' = a

L'équation différentielle peut être résolu en posant

$$\gamma = \alpha \cdot y ; f(y) = A \cdot \phi(\gamma)$$

$$\text{alors on a : } \alpha^2 \cdot A^2 (\phi'^2 - \phi\phi'') = a^2 + \nu A \alpha^3 \quad 2.25$$

Le coefficient de l'équation devient égale à l'unité si

$$\alpha^2 A^2 = a^2 \quad \text{et} \quad \nu \cdot A \alpha^3 = a^2$$

$$\text{or } A = \sqrt{\nu \cdot a} \quad \alpha = \sqrt{\frac{a}{\nu}}$$

$$\text{alors } \gamma = \sqrt{\frac{a}{\nu}} \cdot y \quad f(y) = \sqrt{a \cdot \nu} \cdot \phi(\gamma)$$

L'équation différentielle (y) est maintenant simple

$$\phi''' + \phi\phi'' - \phi^2 + 1 = 0 \quad 2.26$$

avec condition initiale $\psi = 0 \quad \phi = 0 \quad \psi = \infty \quad \phi' = 1$

La solution de l'équation différentielle est donnée par

L. HOWARTH approximativement pour $Y = 2,4 \quad = 0,99$

dans ce cas $Y = S$ est considéré une couche limite nous aurons donc

$$S = \psi_S \sqrt{\frac{V}{a}} = 2,4 \cdot \sqrt{\frac{V}{a}} \quad 2.27$$

Le nombre de Reynolds $Rc = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad 2.30$

V est la vitesse du fluide

D diamètre du canal

ν viscosité dynamique

or $V = a \cdot y$

Ainsi $Rc = \frac{a \cdot y \cdot D}{\nu}$

d'où $\nu = \frac{a \cdot y \cdot D}{Rc} \quad (2.31)$

en remplaçant 2.31 dans 2.27 on a

$$S = 2,4 \sqrt{\frac{y \cdot D}{Rc}} \quad (2.32)$$

On remarque que la valeur de la couche limite est proportionnelle à la racine carrée de la cote y et inversement proportionnelle à la racine carré du nombre de Reynolds.

II.3 Paramètre caractéristique d'un système pneumatique

Les paramètres essentiels qui caractérisent un système pneumatique sont le diamètre d1 du gicleur d'entrée, et le diamètre d2 du gicleur de mesure. La pression H de travail.

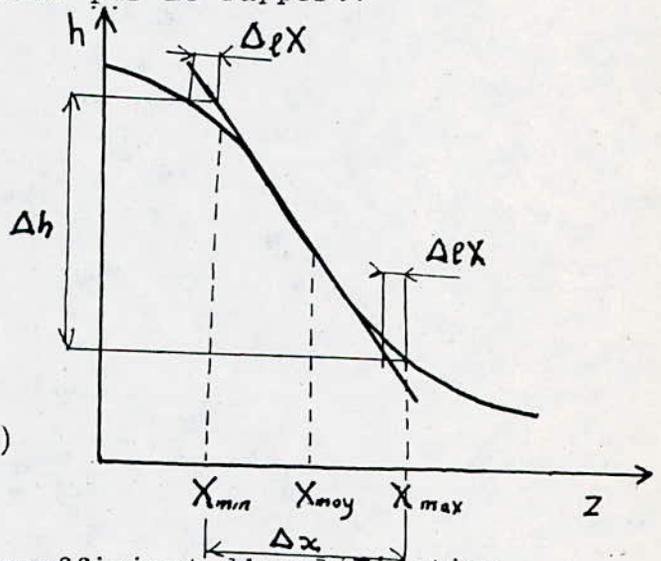
La sensibilité K_x et le diapason de mesure Δx .

II-3.1 Sensibilité

Un appareil de mesure est d'autant plus sensible que son diapositif un indicateur éprouve un changement plus grand pour une variation de la grandeur à mesurer.

La sensibilité d'un appareil pneumatique dont la caractéristique est $h = g(x)$, est défini par le rapport:

Fig 2-6



$$K_x = \frac{dh}{dx} \quad (2.33)$$

K_x est parfois appelée coefficient d'amplification.

Dans la partie linéaire comprise entre X_{min} et X_{max}

(fig. 2.6)

La pente de la caractéristique h est maximum et par suite la sensibilité K_z est maximum. Pour le point $X_{moy} = \frac{X_{min} + X_{max}}{2}$, la caractéristique possède un point d'inflexion.

II.3.2 Influence de H sur h

en maintenant la cote x constante

$$h = \frac{H}{a} \quad (2.34)$$

L'erreur relative sur h est défini par :

$$= \frac{dh}{h}$$

$$\text{or } dh = \frac{dH}{a} = \frac{dH}{H} \cdot h \quad (2.35)$$

III.3.3 Diapason linéaire de mesure et l'erreur de non linéarité.

On appelle le diapason linéaire de mesure l'intervalle Δx déterminant le champ d'application du système pneumatique considéré.

- On appelle Δe_x l'erreur de non linéarité, la différence d'abscisse qui existe entre la caractéristique supposée linéaire dans l'intervalle Δx et la caractéristique réelle, Δe_x est maximum aux extrémités de Δx . Dans ce cas l'erreur relative de non linéarité est :

$$h_x = \frac{\Delta e_x}{\Delta x} \quad (2.37)$$

CHAPITRE IV CAPTEUR A INJECTION

IV.1 Capteur à injection :

Le capteur à injection est tout à fait différent des autres capteurs parce qu'il comporte pas seulement le gicleur de sortie mais aussi le gicleur d'entrée (fig.4.1). De même, l'air sous la pression H en sortant du gicleur d'entrée dont la section est S_1 s'écoule directement dans le gicleur de mesure. La chambre A est toujours fermée, règne la pression de mesure h . La chambre peut être reliée à n'importe quel appareil pneumatique à condition que la chambre de cet appareil soit aussi fermée.

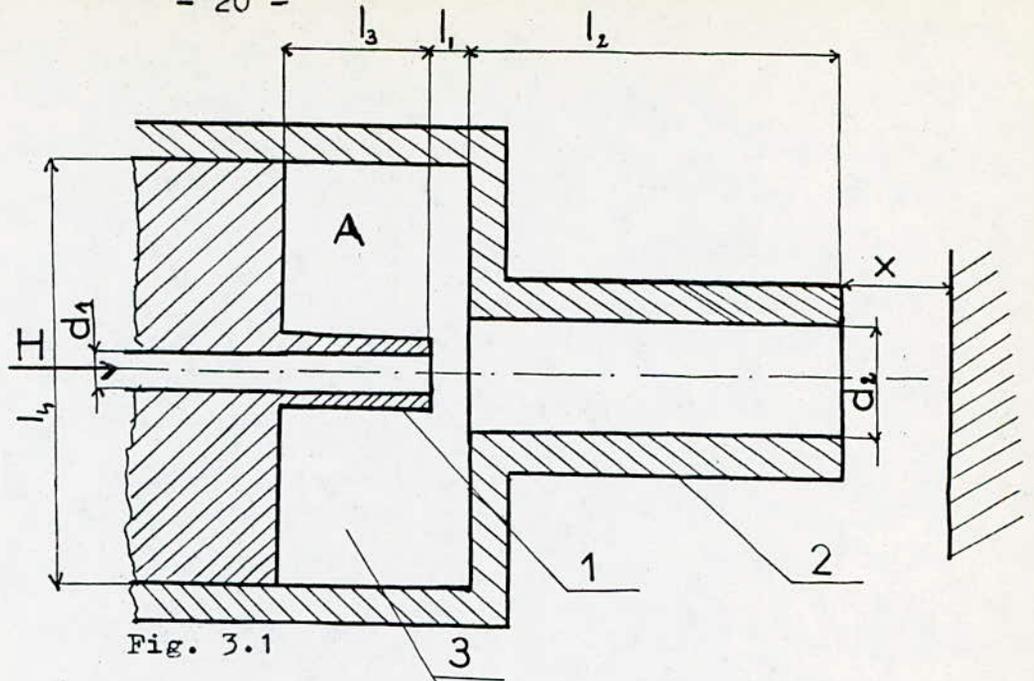
Choix du système pneumatique.

Pour satisfaire les exigences actuelles posées dans le contrôle, un tel système doit posséder les avantages :

- grande sensibilité
- grande diapason de mesure
- signal analogique
- impulsion discrète
- stabilité de lecture
- faible influence des conditions d'ambiance
- rapidité de réaction etc.

Un système satisfaisant ces critères est applicable dans tous les domaines de l'industrie mécanique.

Vu les remarques faites sur les capteurs et les appareils, seul le système comportant un capteur à injection est susceptible de correspondre aux exigences mentionnées. Un tel capteur est schématisé par la fig. 3.1



L'air sous la pression H maintenue constante alimente le capteur à injection la pression dans la chambre 3 et la pression de mesure. La question qui se pose ici est la suivante : quelle est l'influence de $l_1, l_2, l_3, d_1, d_2, l_4$ sur les caractéristiques du capteur à injection ? Comment donc obtenir la meilleure caractéristique h en fonction de x ? S'il s'agit de l'application d'un capteur ordinaire à contact ou sans contact. Etant donné que l'écoulement de l'air dans le capteur à injection est différent de celui dans le capteur ordinaire, et qu'il est possible d'obtenir des dépressions dans le premier capteur et qui se trouvent dans le diapason de mesure.

Il vient une autre question quelles sont les valeurs optimales de l_1, l_2, l_3, d, d_2 et le volume de la chambre.

Résoudre théoriquement ce problème est très difficile ; mais à l'aide de la recherche expérimentale basés sur les considérations théoriques, il nous semble possible d'envisager une solution applicable industriellement.

La recherche est entreprise afin d'améliorer les caractéristiques des appareils de contrôle pneumatique et d'appliquer les résultats de ces recherches dans le contrôle industriel.

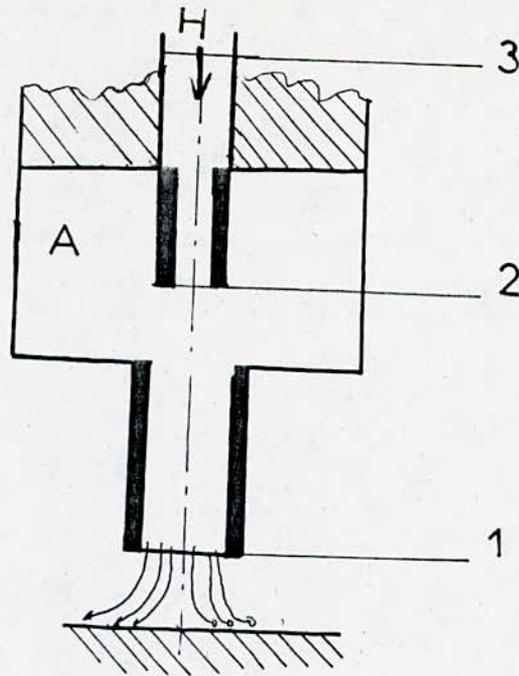


Fig. (4.1)

L'aspiration de l'air de la chambre A (effet d'injection) est capable de produire des depressions dans cette chambre.

IV.2 Différence entre capteur à injection et capteur ordinaire :

La caractéristique $h = f(x)$ est illustrée par fig (4.2) . La ligne discontinue correspond à l'utilisation d'un gicleur ordinaire ; Le diapason de mesure est compris entre M et N. Un gicleur pneumatique à injection, avec les mêmes paramètres H, d1 et d2, possède une caractéristique représentée par la ligne le diapason de mesure continue jusqu'au point K.

Donc avec les mêmes paramètres et pour un gicleur à injection, le diapason de travail étant sensiblement augmenté par rapport au gicleur ordinaire, permet une grande application dans le système de contrôle automatique sans contact.

L'utilisation d'un gicleur ordinaire est impossible car

la pièce vient au début de sa phase de finition avec une différence $(D_m - D_c)$ (D_m est le diamètre de la pièce au début de sa finition et D_c le diamètre de l'étalon) beaucoup plus grande que le diapason de mesure et pour capteur à injection ordinaire. Seul le capteur à injection peut être utilisé.

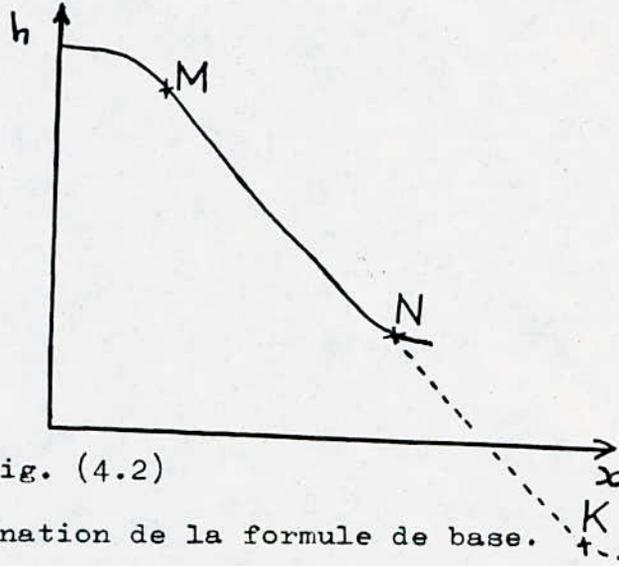


Fig. (4.2)

IV.3 Détermination de la formule de base.

Le théorème de la quantité du mouvement, appliqué entre la section 1 et 2 fig (4.1) on a :

$$\dot{m}_2 v_2 - (\dot{m}_2 + \dot{m}_1) V_1 = (P_{at} m - P_h) \cdot S_1 + W + Y \quad (4.1)$$

avec \dot{m}_2 : le débit d'air à travers le gicleur d'entrée

\dot{m}_1 : le débit d'air pris dans la chambre A

V_1 et V_2 : vitesse d'écoulement dans les sections I et II

S_1 et la section de gicleur de sortie

Y : est la force du courant sur la face d'entrée du gicleur de mesure.

W : est la force de frottement de l'air entre les sections I et II

$P_h = h + P_{atm}$ (P_{atm} est la pression atmosphérique)

La partie gauche de l'équation (4.1) représente la variation de la quantité du mouvement entre les sections I et II. La partie droite représente l'impulsion des forces aérodynamiques. Dans cette équation on peut faire des simplifications.

i) La force Y est une grandeur du deuxième ordre par rapport aux forces provoquées par l'écoulement de l'air d'où $W = 0$

ii) Si le palpeur est régulièrement dimensionné on peut alors négliger la force W d'où $W = 0$

iii) Quand le système se stabilise on peut poser $\dot{m}_1 = 0$

La formule (4-1) devient alors :

$$m_2 (V_2 - V_1) = -S_1 \cdot h \quad (4.2)$$

On suppose que l'air est un fluide incompressible entre section I et II on applique le théorème BERNOULLI on a :

$$P_3 + \frac{\rho_3 V_3^2}{2} = P_2 + \frac{\rho_2 V_2^2}{2} \quad (4-3)$$

avec $P_2 = h + P_{atm}$

$$P_3 = H + P_{atm}$$

La section S_2 est pratiquement faible devant S_3 . Par conséquent la vitesse V_3 est négligeable devant V_2 .

Ainsi
$$V_2 = \sqrt{\frac{2(H - h)}{\rho}} \quad (4.4)$$

En tenant compte de la conservation du débit massique entre les sections I et II

$$\dot{m}_1 = \rho_1 S_1 V_1 = \rho_2 S_2 V_2 \quad (4.5)$$

On a donc

$$h = \frac{2 H \left(\frac{S_1}{S_2} - \gamma \right)}{2 \left(\frac{S_1}{S_2} - \gamma \right) - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2}$$

avec
$$\gamma = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

La surface S_1 dépend de la forme de la pièce à contrôler.

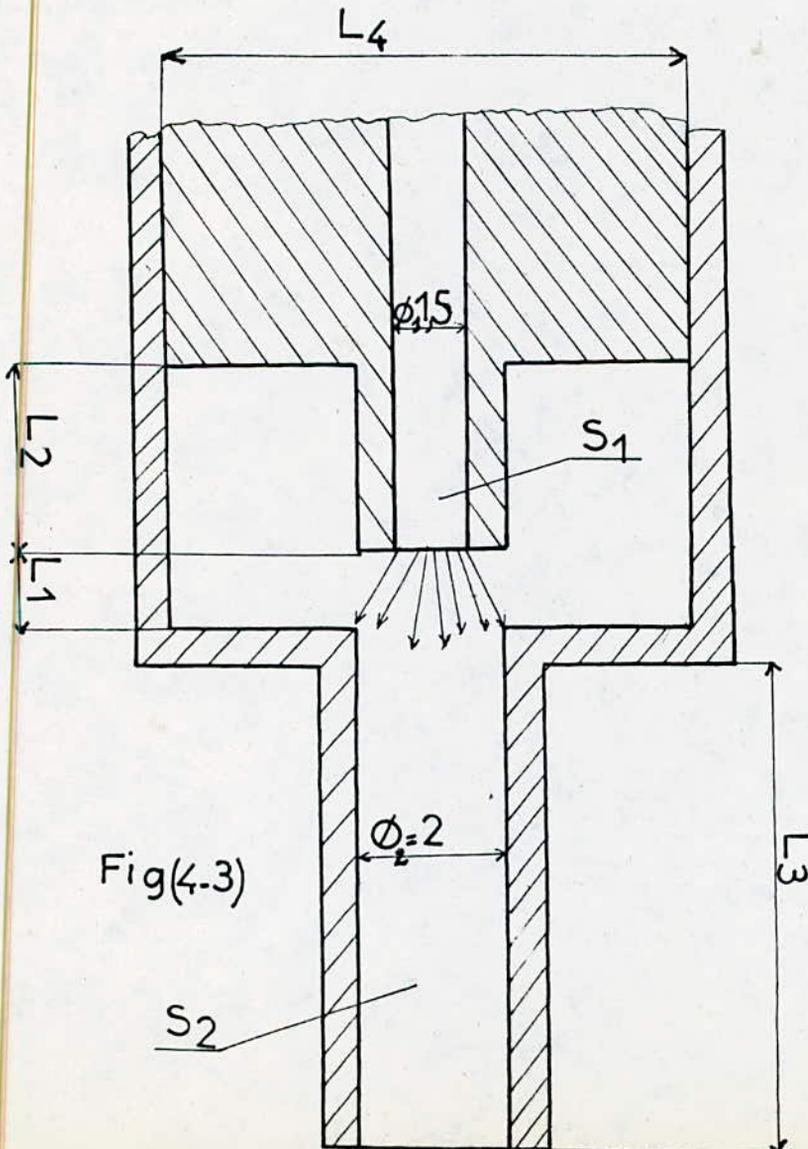
Pour une surface plane on a : $S_1 = .d_1x$.

IV.4 Evaluation des paramètres caractéristiques :

On va s'intéresser maintenant à la détermination de l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , sachant que les paramètres d_1 et d_2 sont des constantes données pour obtenir la meilleure caractéristique h en fonction de x voir fig.4-3

IV.4.1 Détermination de l_1

Il faut trouver la valeur de l_1 pour laquelle on peut négliger la force W à l'origine des pertes de la charge lors du mouvement d'un gaz réel se trouve de processus de transformation irréversible de l'énergie mécanique du courant en chaleur cette transformation est dû à la turbulence du fluide en mouvement.



Le passage de l'air de S_1 à S_2 provoque une perturbation de l'écoulement normal et formation des tourbillons aux endroits où il y a changement de section ou direction de la conduite en présence d'obstacle.

On distingue deux sortes de perte de charge : ζ_1 perte de charge due à la présence d'obstacle
 ζ_2 : perte de charge singulière due au changement de section.

Négliger W c'est négliger

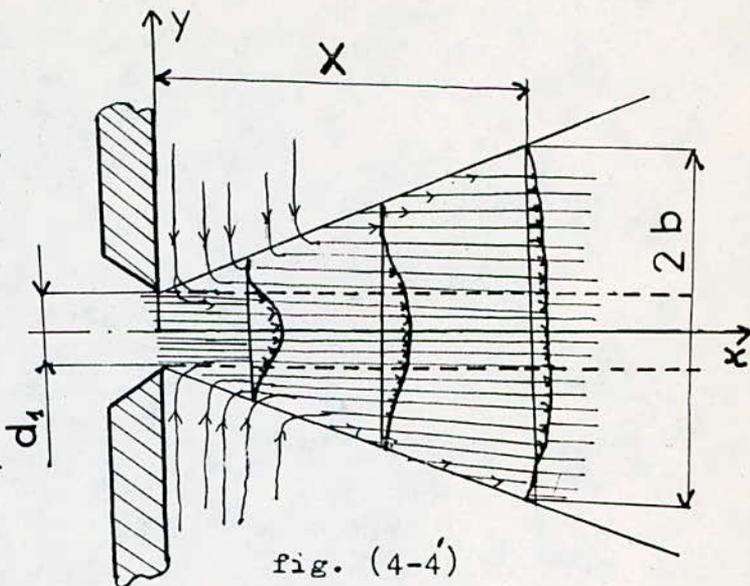
ζ_1 et ζ_2 c'est-à-dire

$$\zeta_1 = \zeta_2 = 0$$

Fig(4.3)

IV.4.1.1 Théorie du jet.

Pour que le jet sortant du premier gicleur de diamètre d_1 épouse parfaitement le trou de diamètre d_2 du 2ème gicleur afin d'éviter les pertes par choc contre les parois de chambre de mesure. TOLLMIEEN a proposé une formule théorique confirmait sa validité par les expériences de REICHARDT



Le jet turbulent sortant à une très grande vitesse entraîne les particules d'air au repos voir fig. (4-4')

Pour un jet turbulent la largeur du jet est proportionnelle à la longueur x

$$b = a.x \quad (4.7)$$

a est une constante, peut être déterminée.

L'équation de la couche limite dans le cas de dimension deux

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.9)$$

avec u : vitesse du jet suivant l'axe x

v : " " " " " " y

τ coefficient de turbulence défini théoriquement par PRANDL'S'

$$\tau = \rho \cdot l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \frac{\partial u}{\partial y} = \rho \cdot \mathcal{X} \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = \rho \cdot \mathcal{X} b (U_{max} - U_{min}) \quad (4.10)$$

avec :

b : la largeur du jet

\mathcal{X} : est une constante empirique

l : longueur du mélange air air

si on pose $\mathcal{E} = \mathcal{X} b (U_{max} - U_{min}) \quad (4.11)$

ξ est appelé coefficient cinématique virtuelle

La première théorie traitant le jet circulaire est donnée par W. TOLLMEN qui est basée sur la théorie de PRANDT'S et sur la longueur du mélange donnée par l'équation 4.10. La longueur du jet est proportionnel à X et la vitesse centrale U est inversement proportionnelle à \sqrt{x} , $U \propto x^{-1/2}$ alors la viscosité cinématique virtuelle devient

$$\xi = X_1 \cdot b \cdot U \cdot x^0 = \text{const} = \xi_0 \quad (4.12)$$

par conséquent on démontre l'équation différentielle de la distribution de vitesse est :

$$(4.13) \quad \begin{cases} U = \frac{3}{8\pi} \cdot \frac{K}{\xi_0 \cdot \pi} \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{4} \gamma^2\right)^2} \\ V = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{3}{\pi}} \frac{\sqrt{K}}{x} \frac{\gamma - \frac{1}{4} \gamma^2}{\left(1 + \frac{1}{4} \gamma^2\right)^2} \\ \gamma = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{3}{\pi}} \frac{\sqrt{K}}{\xi_0} \frac{\gamma}{x} \end{cases}$$

La constante empirique X est maintenant égale à \sqrt{K} / ξ_0 .

En accord avec les mesures fournies par H. REICHARDT. La demi-largeur du jet est donnée par :

$$2b = 4 \cdot 0,0848 \cdot x \quad (4.14)$$

avec $\gamma = 1,286$

$$U = \frac{1}{2} U_m$$

Nous aurons donc $b = 527 \cdot x \cdot \xi_0 / \sqrt{K}$

d'où $\frac{\xi_0}{\sqrt{K}} = 0,0161$

et en plus $\sqrt{K} = 1,59 \cdot b \cdot U$
 $\xi_0 = 0,0256 \cdot b \cdot U$

Dans notre cas on a un jet circulaire la demi-largeur du jet

est : $b = \frac{d^2}{2} = 4.15$

pour $b = 1$ mm on a :

$$x = \frac{1}{2 \times 0,0848} = 5,89 \text{ mm}$$

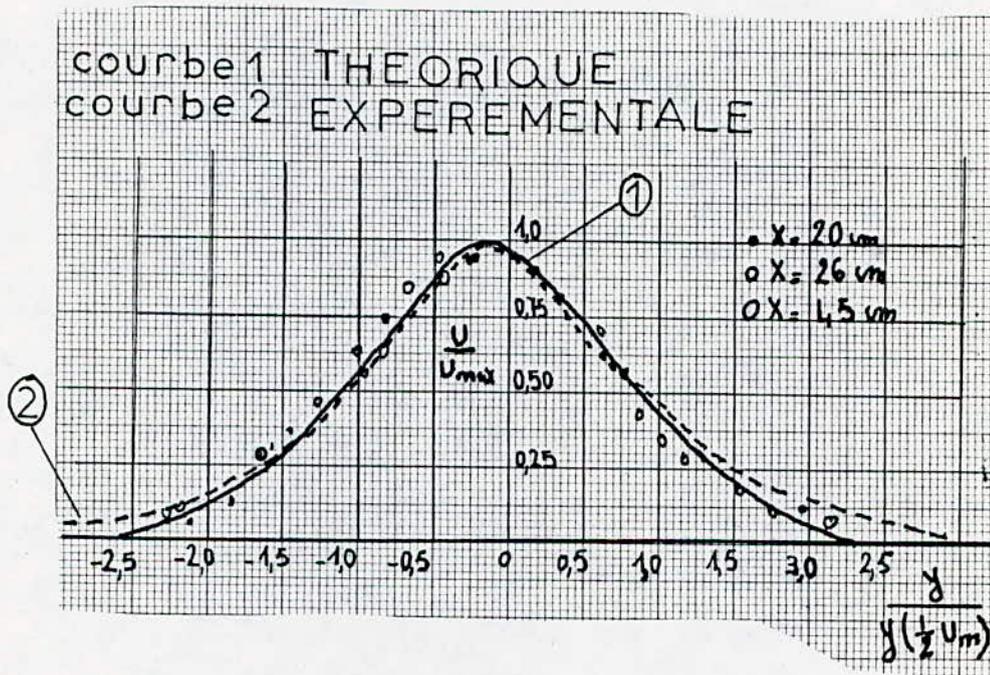


fig. (4.4)

Le diagramme fig. 4.4 donne la comparaison entre la distribution de vitesse mesurée et résultat théorique. Ainsi le résultat théorique coincide avec les résultats expérimentaux :

Conclusion : pour qu'il n'y ait pas de choc du jet sur la paroi de la chambre de mesure il faut que $l_1 < 5,89$ mm

Ainsi $\xi_1 = 0$ si $l_1 < 5,89$ mm

IV.4.1.2 Perte de charge singulière due au changement de section :

La perte de charge singulière ζ_2 due au changement de section pour un jet est donnée par la formule déterminée expérimentalement

$$\zeta_2 = 1 - \bar{e} \quad 4.16$$

avec
$$\bar{e} = \frac{0,59}{\frac{a'l_1}{R_1} + 0,29} \quad 4.17$$

R_1 : rayon du premier gicleur

l_1 : longueur du jet

a' : coefficient de turbulence (pour une section circulaire $a' = 0,24$)

$$l_1 = \frac{R_1 (0,59 - 0,29 \bar{e})}{\bar{e} a'} \quad 4.18$$

$$\zeta_2 = 1 - \bar{e}$$

$$\zeta_2 = 0 \Rightarrow e = +1$$

Pour $\bar{e} = 1$

$$l_1 = \frac{0,75(0,59 - 0,29)}{0,24} = 0,93 \text{ mm}$$

Ainsi pour négliger les pertes de charge par choc il faut $l_1 < 5,89 \text{ mm}$

pour négliger les pertes de charge dues au passage de section

S1 à S2 il faut $l_1 < 0,93 \text{ mm}$

d'où $W = 0$ pour $l_1 < 0,93 \text{ mm}$

IV4.2 Détermination de l_3

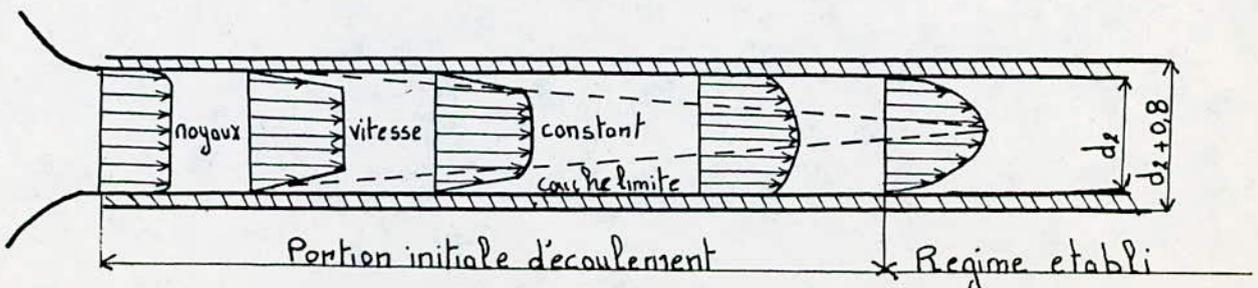
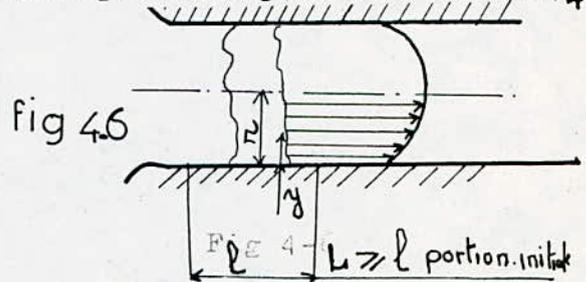


fig. 4-5

Dans le mouvement d'un courant dans les conduites à canaux droits on distingue la portion initiale d'écoulement et la portion d'écoulement stabilisé en régime turbulent le profil stabilisé des vitesses s'établit suivant la loi logarithmique ou expérimentale fig(4-6)

Dans le cas d'un régime turbulent la longueur de la portion initiale d'une conduite peut être déterminée par la formule de SOLODKIN et GNEBSKI



$$\text{initial } l/d = b' \log Re + (a' - 4,3 b') \quad 4.19$$

avec $a' = f1 (d_{int}/d_{ext})$

$b' = f2 (d_{int}/d_{ext})$

d_{int} et d_{ext} respectivement diamètre des cylindres intérieurs et extérieurs

a' et b' sont déterminés par les graphiques correspondants

fig 4-7

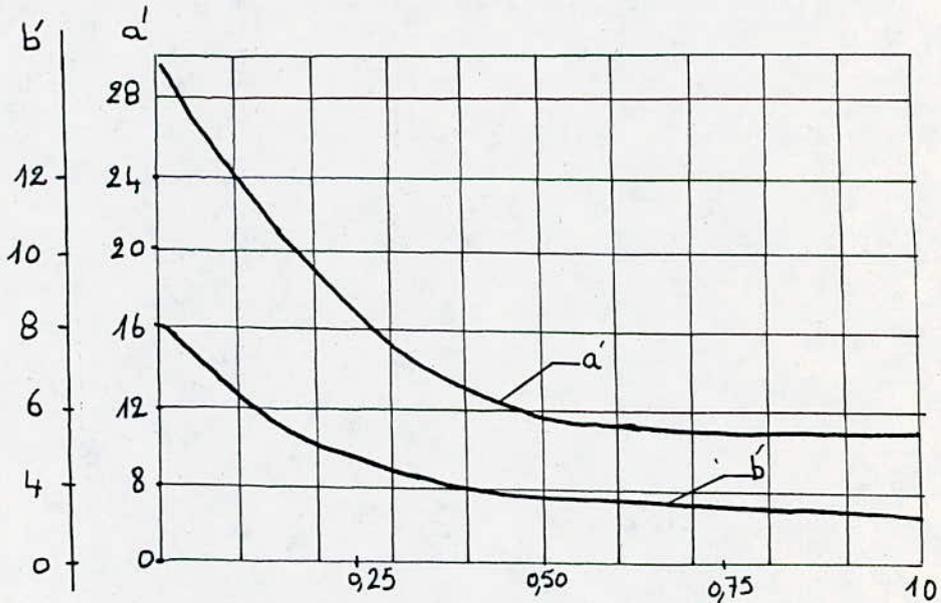


fig 4-7 Variation des coefficients a' et b' en fonction du rapport des diamètres d'une conduite annulaire

pour $d_{int} = 2 \text{ mm}$

$d_{ext} = 2,8 \text{ mm}$

$$\frac{d_{int}}{d_{ext}} = \frac{2}{2,8} = 0,71 \quad \text{on a : } a' = 9,2$$
$$b' = 2,6$$

Le régime du mouvement liquide ou d'un gaz dépend du rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité frottement interne dans l'écoulement. Ce rapport est caractérisé par le nombre sans dimension de Reynolds

$$Re = \frac{Vo \cdot Do}{V}$$

Vo : vitesse caractéristique par exemple vitesse moyenne dans la section de la conduite m/S

Do : diamètre de la conduite

V : viscosité cinématique.

Le calcul de Re est ici difficile du fait qu'on n'a pas V et Vo en se refferent à des expériences déjà élaborées on peut exprimer Re

IV.4.2.1 Recherche du nombre de Reynolds

a) Influence de la Rugosité des parois. Courbe de NIKURADES

La conduite est percée avec un foret. L'état de surface est rugueuse l'écoulement est turbulent rugueux.

La fig (4.8) montre les courbes obtenues par les résultats d'essai effectués par NIKURADSES sur des conduites rendues rugueuses artificiellement par des grains de sable collés.

Ces courbes représentées coordonnées logarithmique le coefficient de perte de charge unitaire X en fonction du nombre de Reynolds. Elles sont tracées pour diverses valeurs de rugosité relative

$\frac{\epsilon}{D}$

D

ϵ = diamètre des grains de sable collés

D = diamètre de la conduite

Pour $R \geq R_e$ (Régime turbulent rugueux la valeur de perte unitaire)

λ est indépendant du nombre de REYNOLDS elle uniquement fonction de rugosité de la paroi.

La fig 4.8 représente schématiquement l'interprétation des trois régimes d'écoulement sur une courbe de NIKURADSE correspondant à une rugosité relative moyenne

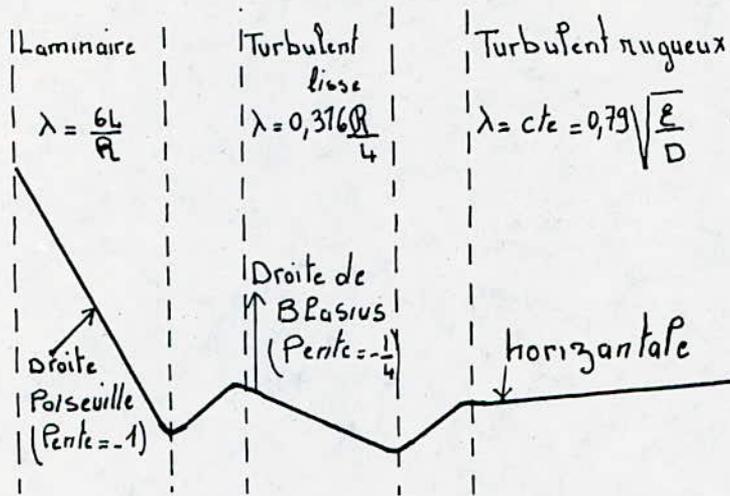


Fig 4-8

KARMAN a démontré que $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,033 \log \frac{D}{2\epsilon} + 1,68$

compte tenu des hypothèses simplificatives, cette loi ne peut être approchée. KARMAN qui en est l'auteur a ajusté les coefficients numériques pour obtenir une meilleure correspondance dite loi de KARMAN-NIKURADSE:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \frac{\epsilon}{3,71 D}$$

Cependant le calcul d'erreur montre qu'une variation de 100 % sur la rugosité n'entraîne en régime turbulent rugueux qu'une variation de 10 % sur le débit de la conduite. Cette influence est évidemment encore plus faible dans la zone de transition. Entre les deux régimes

dans laquelle la variation de 200 à 300 % de la rugosité peuvent pratiquement sans répercussion sur le débit.

b) valeur de ϵ

L'usinage à l'aide d'un foret en acier rapide ou en carbure en finition laisse des rugosités de surface de valeur prévisible

$$\epsilon: (6 \text{ à } 1,6)$$

$$\text{On prend } \epsilon = 4$$

$$\text{d'où } \frac{\epsilon}{D} = 0,0024$$

$$\lambda = 0,023$$

Pour $\frac{\epsilon}{D}$ et λ donnés en se référant à la courbe fig. 4-9'

on relève la valeur du nombre de Reynolds.

$$\frac{\epsilon}{D} = 0,0024 \quad \Rightarrow \quad \text{Re} = 5 \times 10^4$$
$$\lambda = 0,023$$

de la formule 4-19 on évalue la valeur initiale l pour Re connue

$$l \text{ initial} = 2 \times (2 \log 5 \times 10^4 + 9,2 - 4,3 \times 2) = 20 \text{ mm}$$

ainsi $l \gg l \text{ initial} = 20 \text{ mm} (4.20)$

IV.4.3 Détermination du volume de la chambre

On conçoit une chambre cylindrique facile à réaliser. Le volume de la chambre est : $V = \frac{\pi \cdot l_1^2}{4} \cdot (l_1 + l_2)$

$$V = \frac{\pi \cdot l_1^2}{4} \cdot (l_1 + l_2) \quad (4.21)$$

Dans le capteur à injection le volume de la chambre dépend de la valeur l_1 et l_2 la longueur de l'ajustage qui caractérisent la différence entre le capteur ordinaire. Pour le capteur ordinaire la longueur l_1 est supérieure à l_2 et l'ajustage peut ne pas exister.

IV.4.3.1 Dimensionnement de l'ajustage (évaluation de l_2)

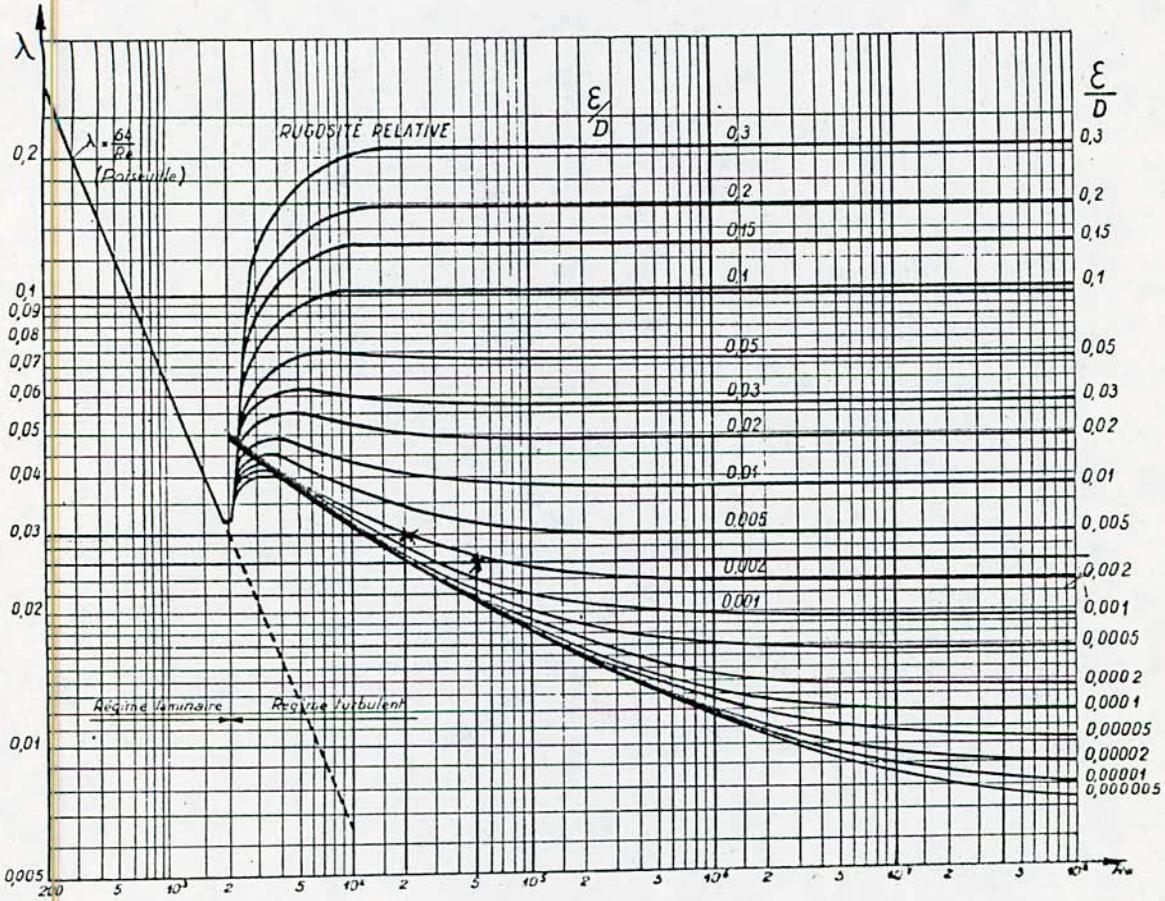


Fig-4.9'-

Par définition un ajustage est un orifice prolongé par élément de tuyauterie sur une certaine longueur fig. 4.9. On choisit un ajustage sortant parce que la veine d'air épouse parfaitement l'intérieur de l'ajustage. Expérimentalement on a constaté pour que l'écoulement soit établi il faut que la longueur

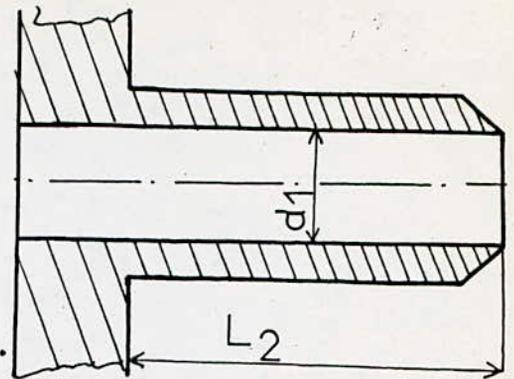


Fig 4.9

$$L_2 > 3 d_1 \quad (4.22)$$

soit pour $d_1 = 1,5$ mm on a alors $L_2 > 3 \times 1,5 = 4,5$ mm

$$L_2 > 4,5 \text{ mm} \quad (4.23)$$

IV.4.3.2 Evaluation de L_2

a) Phénomène peut être observé dans un capteur injection

Comme on a déjà vu la vitesse du déplacement de particule d'air de la chambre A est proportionnelle à la vitesse du déplacement du jet. Si x augmente la vitesse du jet augmente et la vitesse de particule d'air augmente jusqu'à à obtenir une dépression dans la chambre A. Fig 4.10

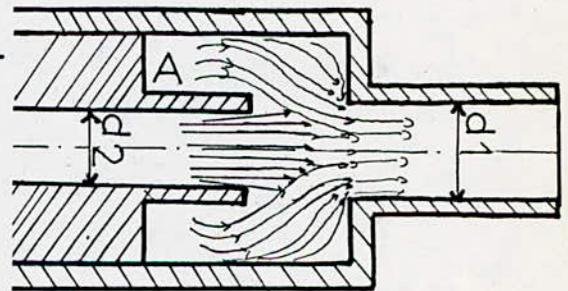


Fig 4.10

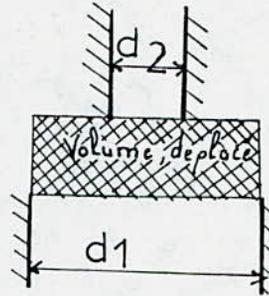
A la pression qui règne dans la chambre lorsque $d_2 = 0$ est la pression atmosphérique indépendante du volume de la chambre.

Lorsque $d_1 = 0$ la pression dans la chambre augmente jusqu'à la pression d'alimentation $H = 0,5 \text{ MPa}$

En augmentant x il y a dépression dans la chambre A jusqu'à ce que la pression absolue est égale à zéro. Alors la vitesse du jet augmente et devient sonique. Le jet commence à s'élargir (écoulement sonique) jusqu'à à empêcher le déplacement de particule d'air. Donc

la pression diminue et reste constante. L'élargissement du jet est inversement proportionnel au déplacement de particule le volume d'air déplacé est : fig. 4.11

$$\frac{1}{4} (d_1^2 - d_2^2) l_i \quad 4.24$$



avec longueur $l_{4\text{ mini}} = d_2$. Si $l_{4\text{ mini}} = d_2$ il y a choc du jet sur les parois du gicleur de sortie et provoque une perturbation de l'écoulement, il faut prévoir un épaulement. Pour les conditions de réalisation on prend $l_4 \ 3 \times d_1$ ainsi $l_4 \ 5 \text{ mm} \ (4.25)$

IV.5 Détermination du rapport de densité

La détermination analytique du rapport $\gamma = \frac{\rho_1}{\rho_2}$ est très

difficile sur la base des expériences. Il dépend non seulement des sections de gicleur d'entrée et de mesure mais aussi de la distance qui sépare ces deux gicleurs. Actuellement il n'existe aucune théorie qui puisse exprimer le rapport $\gamma = \frac{\rho_1}{\rho_2}$ en tenant compte de la conception du capteur à injection et des conditions de travail (humidité, température, pression nature du gaz etc...)

Etant donné que nous sommes confronté à un problème purement théorique, nous allons essayer sur la base de l'expérience de proposer une formulation théorique du rapport $\gamma = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ qui décrit mieux l'écoulement dans le capteur à injection dont la chambre de mesure est reliée à un manomètre.

La vitesse est irrégulière le long de l'axe x (fig. 4.12) et par conséquent la densité de l'air est aussi irrégulière : par exemple :

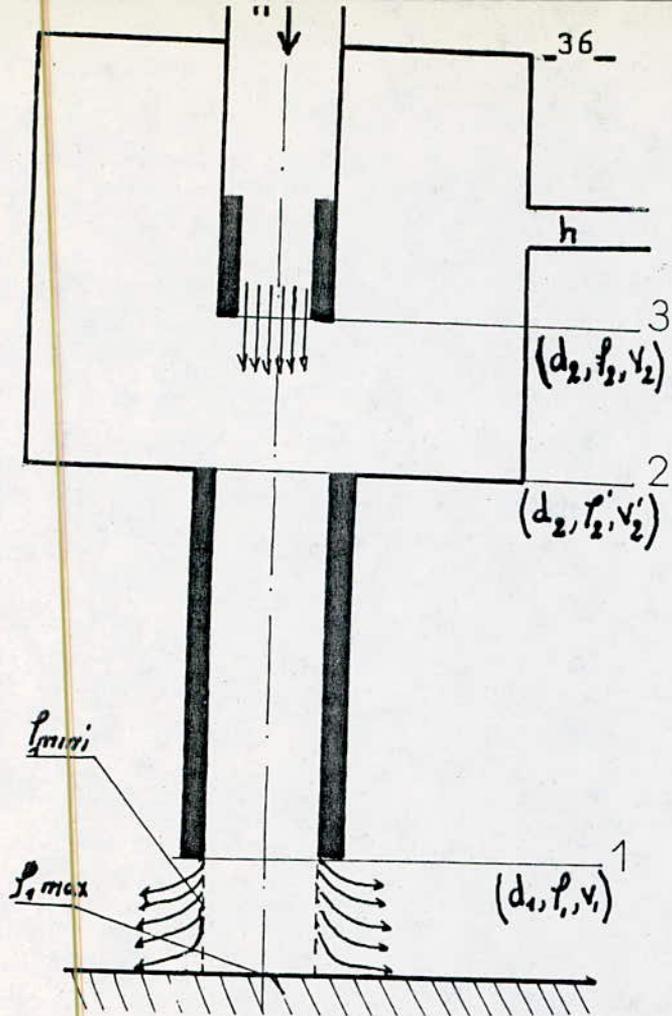


Fig. 4.12

cette vitesse (effet d'étranglement). Elle prend la valeur critique lorsqu'on a le rapport de pression critique c'est-à-dire pour

$$\frac{S_1}{S_2} = 1$$

cette vitesse critique correspond la densité ρ_2 qui est indépendante après de x . L'écoulement de l'air dans le gicleur de sortie est différent de celui dans le gicleur d'entrée, puisque l'air pénètre directement du premier gicleur au second, ensuite il heurte un obstacle généralement plan (cas dans nos expériences). Pour $\frac{S_1}{S_2} > 1$ l'augmentation

de V_2 influe sensiblement la vitesse V_2 , et pour $\frac{S_1}{S_2} < 1$ cette influence est négligeable et V_1 et ρ_1 dépend toujours de la section latérale $d_1 x$. Si x augmente la valeur moyenne de ρ_1 défini par cette surface diminue car quand on atteint la vitesse critique pour $S_1 = S_2$ le débit

ρ_1 max se trouve le long de l'axe du gicleur de mesure et ρ_1 mini se trouve tout près de la face du gicleur. La différence entre les valeurs de ρ_1 max et ρ_1 mini dépend des paramètres géométriques (d_1, x) et de $\frac{S_1}{S_2}$

Si $x = 0$, on aura $\rho_1 = \rho_2$, ce cas n'est pas intéressant puisqu'il n'y a pas d'écoulement d'air. Si on augmente x la vitesse de l'air à travers le gicleur d'entrée augmente jusqu'à devenir égale à la vitesse du son. Puis une augmentation de x ne modifie pas

massique à travers le gicleur d'entrée stagne, et comme c'est le même débit qui sort par le gicleur de mesure on a donc

$$\rho_1 \cdot S_1 V_1 = C^S t \quad (4.26)$$

V_2 doit augmenter avec x . Pour un gicleur donné, ρ_1 diminue lorsqu'on fait croître la cote x

ρ_2 reste constant, le rapport $\gamma = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ croît avec l'augmentation de x .

La vitesse de particule d'air provenant de la chambre de mesure est inversement à la distance l_1 . Le débit total d'air traversant le gicleur d'entrée et de sortie augmente donc ρ_2' augmente. Ainsi ρ_2' est proportionnel à inversement proportionnel à la distance l_1 voir fig. (4.12)

ρ_2' augmente lorsqu'on diminue la cote l_1

l'augmentation de la valeur de l_4 fait augmenter le volume de la chambre donc ρ_2 augmente.

On doit alors s'attendre à un type de caractéristique de représenté par la fig. (4.13)

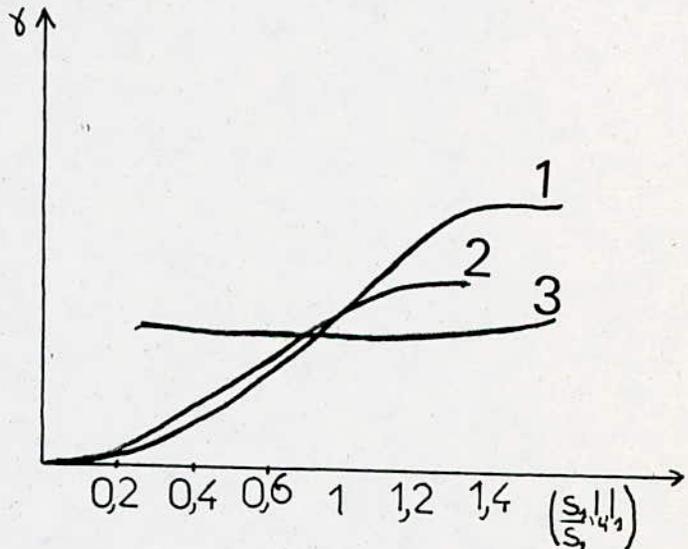


Fig. (4.13) Courbe 1 décrit la variation de γ en fonction $\frac{S_1}{S_2}$
 Courbe 2 décrit la variation de γ en fonction de l_4
 Courbe 3 décrit la variation de γ en fonction de l_1

Pour décrire la fonction $\gamma \left(\frac{S1}{S2}, 14, 11 \right)$, nous proposons une formule

empirique

$$\gamma \left(\frac{S1}{S2}, 14, 11 \right) = 1 + e^{-\frac{1}{6 \left(\frac{S1}{S2} \right)^6 \frac{\sqrt{14}}{\sqrt{14}}}} \quad 4.27$$

CHAPITRE V

ETUDE EXPERIMENTALE

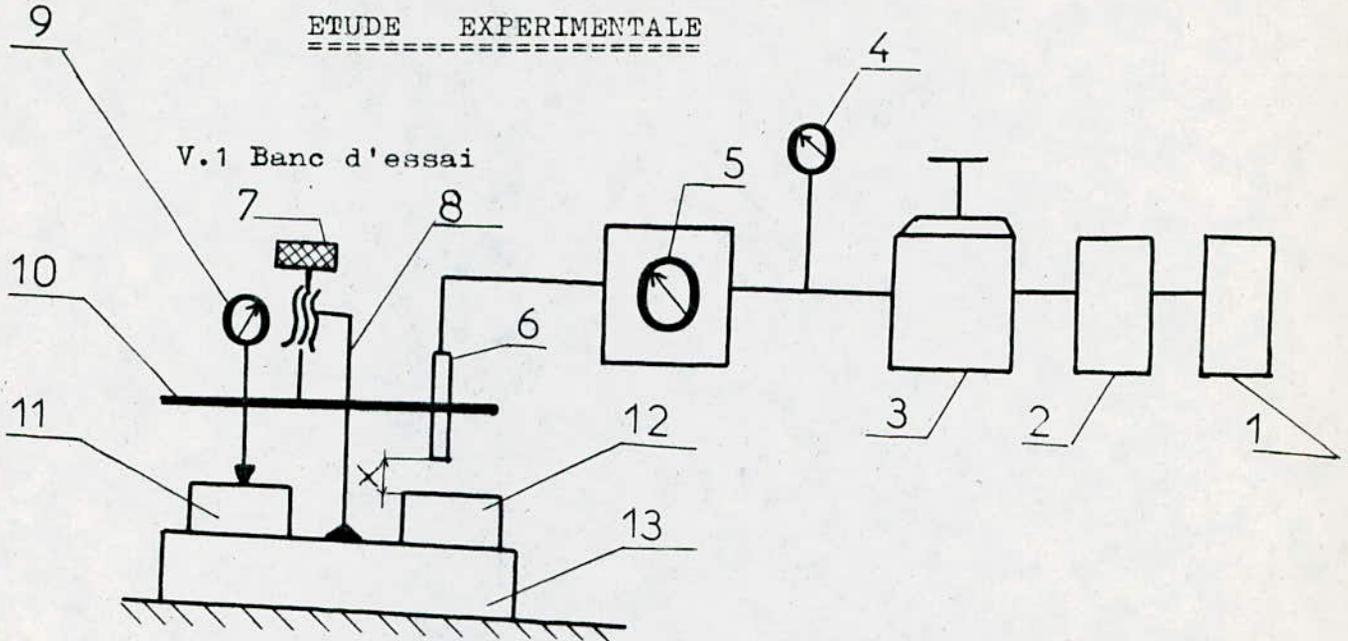


Fig. (5-1)

Le banc d'essai fonctionne comme suit voir fig. (5.1)

L'air fournit par le compresseur (1) à une pression P de 5 bars passe à travers le filtre (2) et le stabilisateur (3) qui le règle à une pression H indiquée par le manomètre (4) et maintenue constante durant toute l'expérience. Il passe ensuite dans l'appareil de mesure (5) et sort par le capteur (6) qui est placé à une cote x de la cal étalon (12) posé sur le marbre (13). Sur ce même arbre est posée une autre cale étalon 11 qui est constamment en contact avec la touche du pomparateur mécanique (9). Le capteur (6) et le comparateur (9) sont solidaires à une traversée (4) laquelle peut être uniquement entraînée par un mouvement de translation, suivant la verticale à l'aide de la vis micrométrique (7) l'ensemble est monté sur le support vertical (8) solidaire marbre (13).

V.2 But du banc d'essais

Au moyen de la vis micrométrique 7, on peut produire des déplacements x très faibles et qui sont mesurés avec une grande préci-

sion à l'aide du comparateur (9). La valeur de la division est de 1 micron. On a placé des cales étalons à cause leurs surfaces parfaitement planes et leurs rugosités faibles. A la valeur de la grandeur d'entrée x correspond une valeur de la grandeur de sortie h . L'ensemble des couples des valeurs (h,x) , nous permet de tracer point par point la courbe expérimentale correspondante.

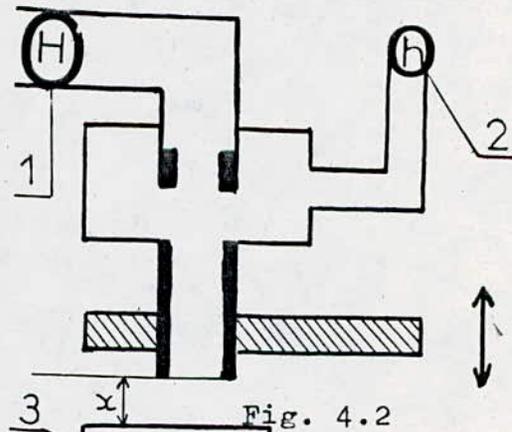
Le changement des accessoires (6) et (5) par d'autres éléments modifie le système pneumatique de mesure, donc les caractéristiques aussi.

Pour obtenir la meilleure caractéristique possible donnée nous avons fait varier les paramètres l_3, l_2, l_1 et le volume de la chambre voir fig (). Néanmoins nous avons laissé d'autres paramètres donc, il ne nous est pas possible de voir l'influence sur la caractéristique optimale.

Pour un système pneumatique les résultats obtenus avec ce banc d'essai s'avèrent stables et peuvent être alors renouvelés.

Pour éviter toutes erreurs systématiques, nous avons effectués trois mesures pour chacune des series d'expériences. La valeur considérée est la moyenne arithmétique pour le tracer des caractéristiques.

Les manomètres (1) et (2) permettent respectivement fig (4.2) la lecture des pressions de mesure h et de travail H . La valeur de la division pour le manomètre 2 est de $0,1 \text{ kg/m}^2$. Leur étendue de -1 à 8 kg/m^2 . Trois caractéristiques $h = g(x)$ sont tracés pour différents combinaisons.



Les valeurs des mesures sont dans le tableau I. II. III. et les caractéristiques sont tracés courbe 1, 2, et 3.

Les différentes combinaisons effectuées sont les suivantes :

a) H = 5 bars	b) H = 5 bars	c) H = 5 bars
l1 = 0,93 mm	l1 = 0,7 mm	l1 = 0,5 mm
l2 = 4,5 mm	l2 = 6 mm	l2 = 7,5 mm
l3 = 20 mm	l3 = 22,5 mm	l3 = 25 mm
l4 = 5 mm	l4 = 7,5 mm	l4 = 10 mm
d1 = 1,5 mm	d1 = 1,5 mm	d1 = 1,5 mm
d2 = 2 mm	d2 = 2 mm	d2 = 2 mm

Les capteurs à injections sont réalisés de façon que les conditions () et () sont réalisées d1 et d2 sont constantes choisies d'après les bons caractéristiques obtenues par le Professeur BOUAZIZ.

V.3 Etude des résultats

V.3.1 Etat environnant d'essais.

Pour la mécanique de fluide, on ne peut pas éviter les pertes de charge dues au changement de direction à l'élargissement et au retrecissement de section et également les pertes de charges linéaires etc. La nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent) doit être prise en considération dans la théorie et la pratique.

Le fluide utilisé est de l'air de l'atelier (air poussiéreux, huileux et humide) subit de variation de sa densité volumique dans les parties du circuit où il y a changement de section et l'influence de la température. Laboratoire d'essai n'est pas climatisé et sa température est différente de celle normalisée qui est de 20 °c pour les laboratoires de métrologie et aussi pour l'étalonnage des instruments de mesure.

Le capteur à injection est fabriqué dans un atelier de soutraitance. Les trous sont percés avec des forets avec un tour présentant des vibrations considérables. Les trous ne sont pas alésés et la surface des orifices n'est pas lisse d'où perte de charge due à la rugosité qui est étroitement liée à la nature de l'écoulement.

Une négligence dans la réalisation des capteurs injection peut amener à un mauvais alignement de l'axe de gicleur d'entrée avec celle du gicleur de sortie ainsi il y aura une mauvais pénétration de l'air du premier au second gicleur et il ya présence des perturbations d'écoulement qui provoque des erreurs de mesure et même le changement de la caractéristique de l'appareil.

V.3.2 Analyse des résultats

Nous allons maintenant analyser, à partir du tracé des caractéristiques les résultats expérimentaux obtenus pour les différentes combinaisons de paramètres mentionnés dans les paragraphe IV.2.

La courbe L représente le tracé de la caractéristique capteur à injection pour les paramètres indiqués (V.2 a); les caractéristiques sont linéaires jusqu'au point a. Le point a est l'intersection de l'axe de x avec le prolongement de partie linéaire. La non linéarité de la portion C B sont probablement dues à la non linéarité aux basses pressions du manomètre indicateur de la pression de mesure h.

Les valeurs du diapason de mesure x_m , du diapason linéaire Δx et la sensibilité K_x , obtenues à partir des mesures expérimentales sont regroupés dans le tableau (1), (2), (3). Ces paramètres sont définis comme suit :

$$x_m = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{2}, \quad \Delta x = x_{\max} - x_{\min}; \quad K_x = \frac{\Delta h}{\Delta x}$$

$\delta_x = 3\%$						
11	12	13	14	x_m	Δx	K_x
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(u)	(u)	(bar/mm) $\times 10^{-3}$
0,93	4,5	20	5	2 45	390	10,25

-1-

$\delta_x = 3\%$						
11	12	13	14	x_m	Δx	K_x
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(10^{-3} mm)	(10^{-3} mm)	(bar/ 10^{-3} mm)
0,7	6	22,5	7,5	85	170	17,94

- 2-

$\zeta_x = 3\%$						
l1 (mm)	l2 (mm)	l3 (mm)	l4 (mm)	x_m (10^{-3} mm)	Δx (10^{-3} mm)	K_x (bar/ 10^{-3} mm)
0,5	7,5	25	10	72,5	14,5	22,06

-3-

On rappelle que la valeur ($Z_{max} = Z_a$)

Un examen de ces courbes montre :

a) Influence de la distance entre les deux gicleurs sur la sensibilité K_x (l1) en comparant les tableaux (1), (2), (3) on remarque que l'augmentation de l1 fait diminuer la sensibilité K_x . Ce résultat est conforme avec la théorie qui prévoit que la vitesse de déplacement de particule d'air est inversement proportionnelle à la racine carré de la distance l1 et K_x est proportionnelle à la vitesse v des particules d'air d'où K_x est inversement proportionnelle à la racine carré de l1 $K_x \propto \frac{1}{\sqrt{l1}}$

b) Influence de volume de la chambre (l4) sur le diapason linéaire x .

D'après les tableaux (1), (2), (3) on constate que la diminution du volume (l4) fait croître le diapason linéaire Δx car la dépression augmente et tend vers la pression du vide 0 bar. Ceci est en coincidence avec la théorie qui prévoit que le nombre de particule d'air pour une température et une pression constante est proportionnelle au volume ($V = \frac{r T}{P} C^S t$ théorie des gaz parfait). Les particules d'air du premier gicleur possédant une certaine énergie cinétique fait déplacer par choc les particules d'air de la chambre jusqu'à la vider: phénomène de dépression.

A partir d'un certain nombre de particule d'air (volume de la chambre supérieure au précédent). Le jet d'air du gicleur d'entrée n'arrive pas à déplacer toutes les particules d'air et la dépression diminue et parfois jusqu'à s'anuller.

c) Influence de la distance l1 et du volume de la chambre sur le diapason de mesure x_m

D'après les tableaux (1), (2), (3) on remarque le diapason de mesure x_m diminue lorsque l_1 diminue donc lorsque la sensibilité croît, et augmente quand le volume diminue.

d) Influence de la longueur de l'ajustage l_2 et la longueur du gicleur de sortie l_3 sur les caractéristiques du capteur à injection.

Aux extrémités la caractéristique expérimentale possède des portions de courbes voir fig. 4.3'. L'angle de courbure α_1 et β_1 de la courbe caractéristique -1- est supérieur à l'angle de courbure α_2 et β_2 de la courbe caractéristique -2 et à α_3 et β_3 de la courbe caractéristique 3, de même l'angle de courbure α_2 et β_2 est supérieur à l'angle de courbure α_3 et β_3 . Ce phénomène est dû à la résistance de l'écoulement dans le gicleur de mesure et de l'ajustage peut s'expliquer par la théorie du mouvement d'un courant dans les conduites à canaux droits. Lorsque le fluide circule dans une conduite, il lui faut une certaine longueur pour que l'écoulement se stabilise. On appelle cette longueur la longueur du régime établi voir CHAP III. Ceci est en accord avec l'expérience qui montre la résistance à l'écoulement diminue lorsque la longueur de la conduite augmente. Le diapason linéaire Δx augmente avec la longueur l_2 et l_3 .

V.3.3 Conclusion

Les conclusions que nous allons énoncer concernant uniquement l'analyse des résultats

1) Les tableaux de valeurs (1), (2), (3) montre que l'emploi d'une longueur l_1 supérieure à 0,5 mm n'améliore pratiquement pas la sensibilité K_x et la précision de mesure. Ainsi une faible variation de x correspond un grand changement de h pour l_1 supérieur à 0,5 mm.

2) D'une façon générale le diapason linéaire Δx et le diapason de mesure x_m augmente lorsque le volume de la chambre diminue, et et la longueur l_2 , l_3 augmente. Le diapason de mesure x_m peut atteindre (0,4 à 0,5)mm pour certaines combinaisons des paramètres de mesure ce résultat est hors de la capacité de tous les systèmes actuels de contrôle pneumatique.

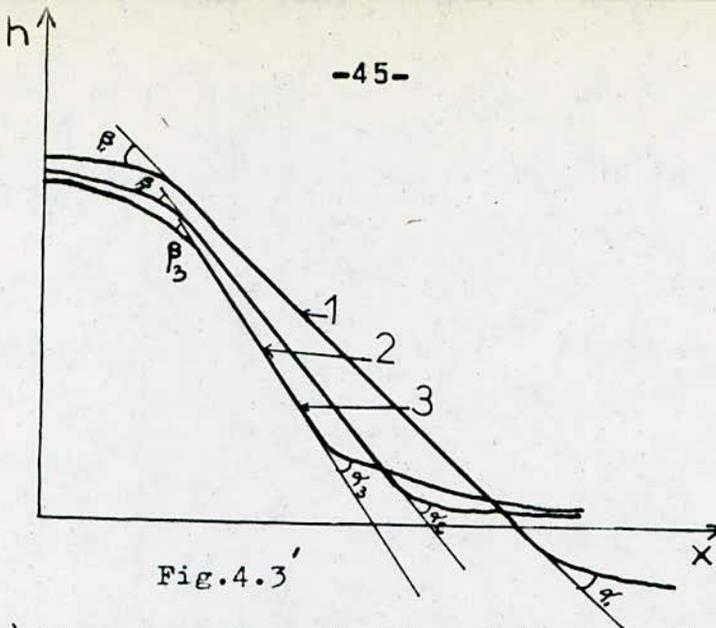


Fig.4.3'

3) Pour la valeur de $l_1 = 0,93$ on voit que pour la courbe caractéristique présente des perturbations dues à l'existence de la force. On donne intérêt pour la pratique de prendre $l_1 < 0,93$ fig.4.4'

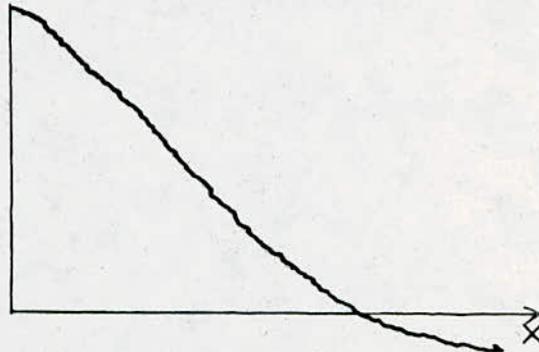


Fig.4.4'

V.4. Comparaison entre la caractéristique théorique et la caractéristique expérimentale

A titre de comparaison, nous avons programmé la fonction $h(x)$ sur l'ordinateur "Ollivitti" auquel nous avons attaché un dispositif d'enregistrement pour le tracé de la caractéristique. Nous avons obtenu des courbes théoriques (4 à 6) qui coïncident approximativement aux courbes expérimentales correspondantes.

En effet une comparaison des mesures expérimentales avec la valeur théorique pour les paramètres cités. Pour la caractéristique "courbe 1" montre que dans le diapason $\Delta_1 x$ et x_{1m} l'erreur sur $h(x)$ varie entre 20 % et 50 %. Pour la caractéristique "courbe 2" montre que dans le diapason de mesure $\Delta_2 x$ et x_{2m} l'erreur sur $h(x)$ varie entre 20 % et 45 %, et sur la caractéristique de "la courbe -3- l'erreur varie de 20 % à 45 %.

A ce sujet nous devons signaler que des spécialistes dans domaine du contrôle pneumatique approuvent qu'une erreur de 20 % dans les recherches théoriques est normalement admissible (selon l'article de I. PEDE paru dans la revue "technique de mesure n° 2 (1982 de Moscou, vu la complexité de l'écoulement de l'air à travers de faibles sections qui représentent les gicleurs. Les hypothèses qu'on accepte sur le coefficient de débit ($\alpha = 1$) sur l'air etc..., hypothèse qui s'éloigne des conditions pratiques.

On constatera qu'on peut faire omission sur l'expression empirique de $\gamma = \frac{f_2}{f_1}$ qui joue un rôle négatif dans la détermination de la formule théorique $h(x)$ et il est principalement le paramètre qui influence directement les erreurs d_1 .

La détermination théorique de γ est très difficile actuellement dépend de plusieurs paramètres. L'établissement de l'expression complète de $h(x)$ est très difficile si l'on tient compte de la conception du capteur (rugosité l_1 et l_2 , forme des sections des gicleurs etc...) de l'installation du banc d'essai (pertes de charge dans les tuyaux d'alimentation et de mesure, le non parallélisme des axes du capteur, du comparateur et du vis micrométrique) et des autres tels que la nature du fluide, de la température et la pression. Les erreurs de mesure sont très élevés lorsque la pièce présente une surface plane et lorsque le diapason de mesure est grand phénomène de la couche de stagnation. Les résultats théoriques sont très approximatives.

CONCLUSION ET RECOMMANDATION

L'établissement de la fonction $h(x)$ pour un capteur à injection jusqu'à présent est mal défini du point de vue théorique, car elle possède des paramètres dont la détermination est très complexes, et les hypothèses simplificatives qu'on a posées s'éloignent pratiquement des conditions réelles. Actuellement on emploie l'expression simplifiée.

Les résultats théoriques intéressants ont été vérifiés, il s'agit de l'influence de la couche limite sur les erreurs de mesure, le choix du volume de la chambre, la distance l_1 qui sépare le gicleur d'entrée et le gicleur de sortie, et la longueur de l'ajustage, gicleur sortie, correspondant bien à l'application demandé tout en minimisant les erreurs de mesure.

L'étude théorique prévoit qu'il est possible d'obtenir de forte sensibilité aux grands diapasons de mesure, le but de notre recherche. Mais la détermination d'une formule convenable est reliée au rapport $\gamma = \frac{f_2}{f_1}$ qui est empirique ne vérifie pas nos mesures expérimentales.

L'expérience a permis de dimensionner, et de choisir le capteur correspondant pour l'application exigée. Ainsi s'il s'agit de contrôler une pièce usiné avec grande précision on a intérêt à minimiser la distance l_1 entre le gicleur de sortie et de rentrée car la sensibilité K_x augmente : la valeur de l_1 admissible est : $l_1 = 0,50$ mm. Au contraire on s'intéresse à augmenter le diapason de mesure Δx et le diapason linéaire x_m on doit diminuer le volume chambre et augmenter la valeur de l_1 : les valeurs de l_1 et l_4 admissibles sont $l_1 = 0,90$ et $l_4 = 5$ mm.

Dans les deux cas on prend la valeur de l_2 et l_3 les plus grandes possibles soit $l_2 = 7,5$ mm $l_3 = 25$ mm

S'il s'agit de contrôle actif d'une pièce devant être usinée avec précision (forte sensibilité et grand diapason de mesure). Les paramètres de la caractéristique optimale qu'on pourra conseiller sont:

$l_1 = 0,5$ mm $l_2 = 7,5$ mm $l_3 = 25$ mm $l_4 = 5$ mm $d_1 = 1,5$ mm

$d_2 = 2$ mm

Enfin nous ajoutons qu'une continuation de l'étude théorique

sur les capteurs à injection est nécessaire à l'amélioration de leur performance dans le domaine de la métrologie pneumatique.

APPENDICE I

```
10 CLS:SCREEN 3
20 REM PROGRAMME INFORMATIUE DE LA CARACTERISTIQUE D'UN CAPTEUR A INJECTION
40 LOCATE 2,21:PRINT "CARACTERISTIQUE THEORIQUE D'UN CAPTEUR A INJECTION
50 LOCATE 3,21:PRINT "*****"
60 DIM E(200),F(200),Y(200)
70 LINE(10,10)-(10,380):LINE(10,280)-(610,280)
80 FOR I=10 TO 610 STEP 30
90 LINE(I,284)-(I,276)
100 NEXT I
110 FOR J=380 TO 10 STEP -50
120 LINE(6,J)-(12,J)
130 NEXT J
140 FOR X=.001 TO 1 STEP .001
150 F(X)=1+EXP(-1/EXP(6*((8*100^(1/6)/(2.25*2*5^(1/6)))*X)^2))
160 Y(X)=10*(8/2.25*X-F(X))/(2*(8/2.25*X-F(X))-(8/2.25*X)^2)
170 PRINT Y(X)
180 PSET(X*500+10,280-Y(X)*50)
185 LOCATE 18,1:PRINT "0":LOCATE 19,20:PRINT "0.3":LOCATE 19,38:PRINT "0.6":
LOCATE 19,57:PRINT "0.9"
186 LOCATE 3,1:PRINT "5":LOCATE 6,1:PRINT "4":LOCATE 9,1:PRINT "3":
LOCATE 12,1:PRINT "2":LOCATE 15,1:PRINT "1":LOCATE 21,3:PRINT "-1"
190 NEXT X
```

APPENDICE II
=====

TABLEAU DE VALEUR
=====

A) Mesure expérimentale

a) Tableau de valeur pour $l_1 = 0,93$ mm, $l_2 = 4,5$ mm, $l_3 = 20$ mm
 $l_4 = 5$ mm

x (10^{-3} mm)	h (kg/ m ²)								
10	4,83	180	2,81	350	1,17	520	0,12	690	-0,53
20	4,73	190	2,72	360	1,1	530	0,1	700	-0,56
30	4,67	200	2,61	370	1,06	540	0,095	710	-0,60
40	4,58	210	2,52	380	1,00	550	0,00	720	-0,61
50	4,52	220	2,35	390	0,93	560	-0,07	730	-0,62
60	4,36	230	2,22	400	0,86	570	-0,11	740	-0,63
70	4,22	240	2,13	410	0,80	580	-0,17	750	-0,64
80	4,11	250	2,00	420	0,71	590	-0,21	760	-0,65
90	4	260	1,90	430	0,63	600	-0,23	770	-0,66
100	3,7	270	1,86	440	0,56	610	-0,25	780	-0,68
110	3,77	280	1,70	450	0,50	620	-0,31	790	-0,69
120	3,65	290	1,6	460	0,44	630	-0,37	800	-0,7
130	3,49	300	1,5	470	0,41	640	-0,41	810	-0,7
140	3,34	310	1,4	480	0,37	650	-0,46	820	-0,7
150	3,2	320	1,32	490	0,30	660	-0,49	830	-0,7
160	3,09	330	1,26	500	0,21	670	-0,5	840	-0,7
170	2,93	340	1,2	510	0,17	680	-0,51	850	-0,7

TABLEAU -1-

b) Tableau de valeur pour $l_1 = 0,5 \text{ mm}$, $l_2 = 75 \text{ mm}$, $l_3 = 125 \text{ mm}$, $l_4 = 10 \text{ mm}$.

x (10^{-3} mm)	h (kg/ m ²)								
10	4,78	180	1,15	350	0,39	520	0,16	690	0,01
20	4,53	190	1,04	360	0,37	530	0,14	700	0
30	4,27	200	1,00	370	0,35	540	0,13	710	0
40	4,00	210	0,90	380	0,32	550	0,11	720	0
50	3,70	220	0,80	390	0,30	560	0,11	730	0
60	3,45	230	0,78	400	0,29	570	0,11	740	-0,01
70	3,15	240	0,73	410	0,27	580	0,11	750	-0,01
80	2,90	250	0,70	420	0,26	590	0,11	760	-0,01
90	2,68	260	0,65	430	0,25	600	0,1	770	-0,01
100	2,45	270	0,62	440	0,23	610	0,1	780	-0,01
110	2,20	280	0,60	450	0,22	620	0,1	790	-0,01
120	2,01	290	0,55	460	0,21	630	0,09	800	-0,01
130	1,80	300	0,52	470	0,20	640	0,08	810	-0,01
140	1,70	310	0,50	480	0,19	650	0,05	820	-0,01
150	1,50	320	0,48	490	0,18	660	0,03	830	-0,01
160	1,32	330	0,44	500	0,18	670	0,02	840	-0,01
170	1,28	340	0,41	510	0,18	680	0,01	850	-0,01

TABLEAU - 2 -

c) Tableau de valeur pour $l_1 = 0,7$ mm, $l_2 = 6$ mm, $l_3 = 22,5$ mm,
 $l_4 = 7,5$ mm

x (10^{-3} mm)	h (kg/ m ²)								
10	4,65	180	1,33	350	0,45	520	0,18	690	0,20
20	4,5	190	1,20	360	0,43	530	0,17	700	0,20
30	4,25	200	1,15	370	0,41	540	0,17	710	0,15
40	4,00	210	1,05	380	0,40	550	0,16	720	0,13
50	3,75	220	1,00	390	0,38	560	0,15	730	0,11
60	3,50	230	0,95	400	0,33	570	0,13	740	0,10
70	3,25	240	0,90	410	0,31	580	0,11	750	0,09
80	3,00	250	0,85	420	0,30	590	0,10	760	0,06
90	2,75	260	0,80	430	0,30	600	0,10	770	0,04
100	2,52	270	0,77	440	0,29	610	1,08	780	0,03
110	2,30	280	0,70	450	0,28	620	1,06	790	0,00
120	2,15	290	0,65	460	0,26	630	1,05	800	0,00
130	2,03	300	0,60	470	0,23	640	1,04	810	0,00
140	1,90	310	0,58	480	0,21	650	1,00	820	-0,01
150	1,72	320	0,55	490	0,20	660	0,80	830	-0,05
160	1,65	330	0,50	500	0,19	670	0,50	840	-0,09
170	1,55	340	0,49	510	0,18	680	0,3	850	-0,1

TABLEAU -3-

B) Mesure théorique

a) Tableau de valeur pour $l_1 = 0,93$ mm; $l_2 = 4,5$ mm
 $l_3 = 20$ mm, $l_4 = 5$ mm

x (10^{-3} mm)	h (kg/ m ²)
0	5
60	4,98
120	4,85
180	4,41
240	3,80
300	3,20
360	2,40
420	1,85
480	1,00
540	0,25
600	- 0,30
660	- 0,75
720	- 1,05
780	- 1,25
840	- 1,15
900	- 1,17

TABLEAU -4-

b) Tableau de valeur pour : 11 = 0,7mm, 12 = 6mm, 13 = 22,5 mm, 14 = 7,5 mm

x (10^{-3} mm)	h(kg/m ²)
0	4,97
60	4,85
120	4,40
180	3,62
240	2,52
300	1,40
360	0,80
420	0,35
480	0
540	-0,1
600	-0,27
660	-0,35
720	-0,45
780	-0,60
840	-0,75
900	-0,82

TABLEAU -5-

c) Tableau de valeur pour : 11 = 0,5 mm, 12 = 7,5 mm, 13 = 12,5 mm
14 = 10 mm

x (10^{-3} mm)	h. (kg/m ²)
0	4,96
60	4,62
120	3,60
180	2,00
240	1,11
300	0,75
360	0,42
420	0,27
480	0,18
540	-0,02
600	-0,15
660	-0,20
720	-0,25
780	-0,30
840	-0,33
900	-0,35

TABLEAU -6-

B) Mesure théorique

a) Tableau de valeur pour $l_1 = 0,93$ mm; $l_2 = 4,5$ mm

$l_3 = 20$ mm, $l_4 = 5$ mm

x (10^{-3} mm)	h (kg/ m ²)
0	5
60	4,98
120	4,85
180	4,41
240	3,80
300	3,20
360	2,40
420	1,85
480	1,00
540	0,25
600	- 0,30
660	- 0,75
720	- 1,05
780	- 1,25
840	- 1,15
900	- 1,17

TABLEAU -4-

b) Tableau de valeur pour : l1 = 0,7mm, l2 = 6mm, l3 = 22,5 mm, l4 = 7,5 mm

x (10 ⁻³ mm)	h(kg/m ²)
0	4,97
60	4,85
120	4,40
180	3,62
240	2,52
300	1,40
360	0,80
420	0,35
480	0
540	-0,1
600	-0,27
660	-0,35
720	-0,45
780	-0,60
840	-0,75
900	-0,82

TABLEAU -5-

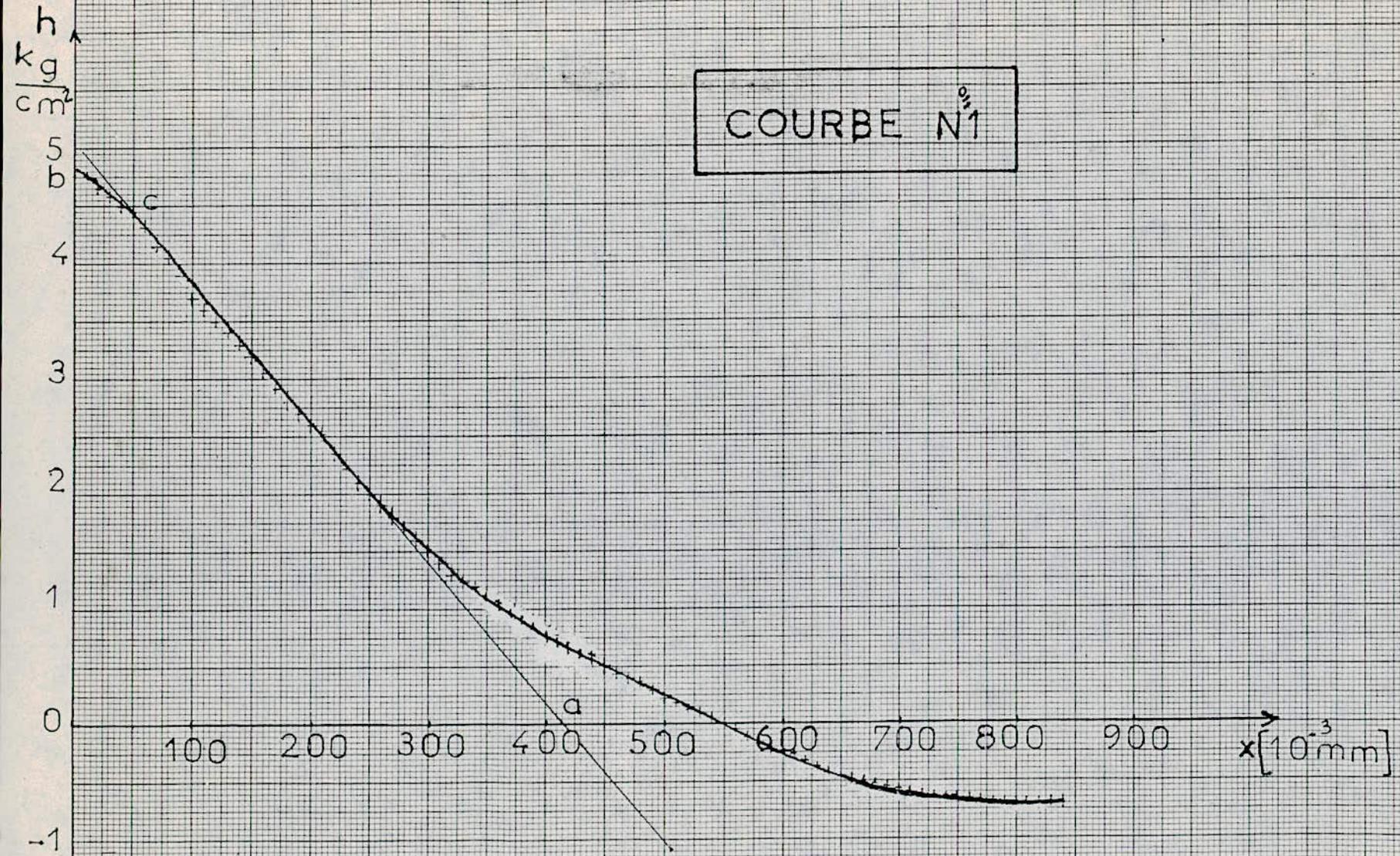
c) Tableau de valeur pour : 11 = 0,5 mm, 12 = 7,5 mm, 13 = 12,5 mm

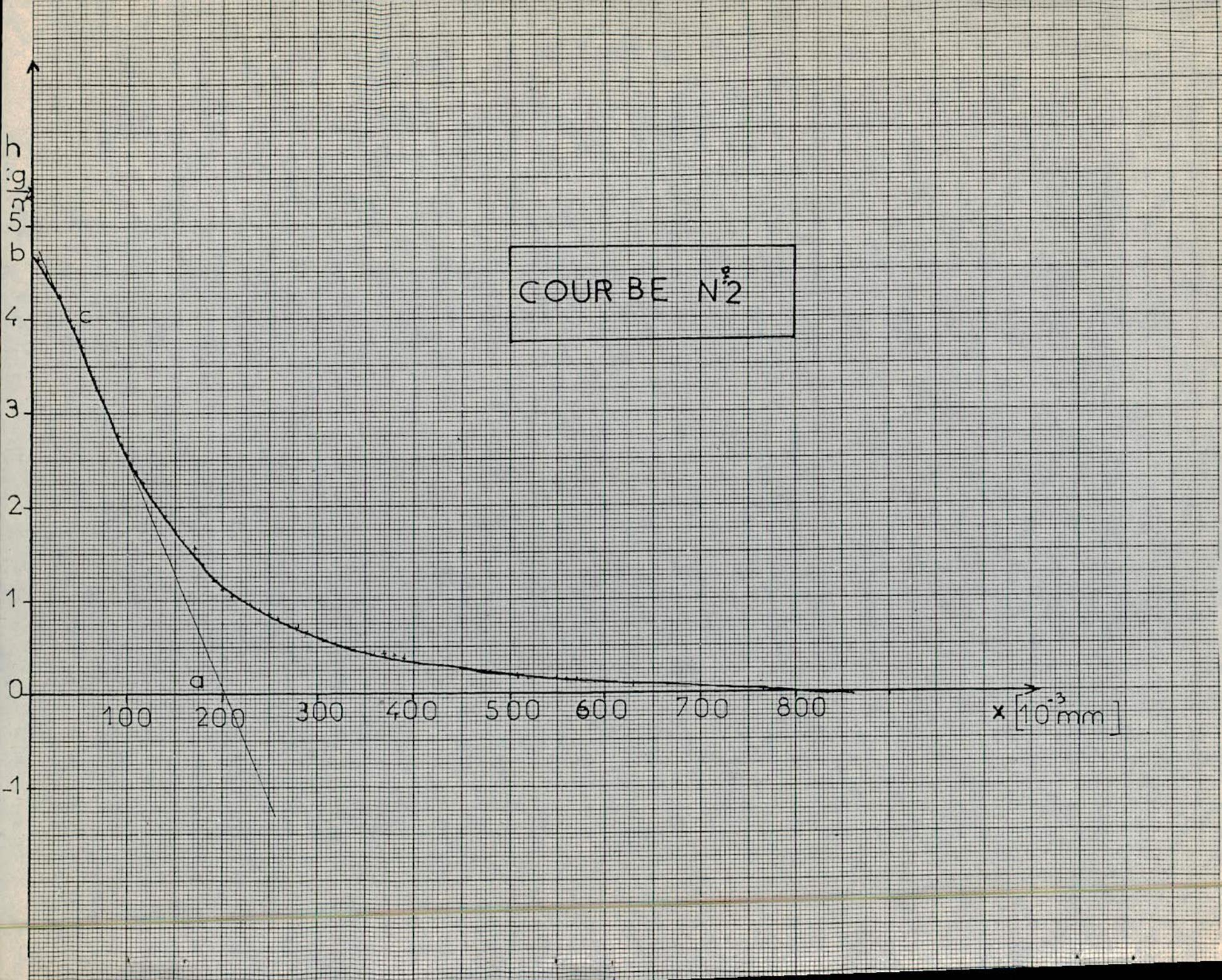
14 = 10 mm

x (10^{-3} mm)	$h.$ (kg/m ²)
0	4,96
60	4,62
120	3,60
180	2,00
240	1,11
300	0,75
360	0,42
420	0,27
480	0,18
540	-0,02
600	-0,15
660	-0,20
720	-0,25
780	-0,30
840	-0,33
900	-0,35

TABLEAU -6-

COURBE N^o1





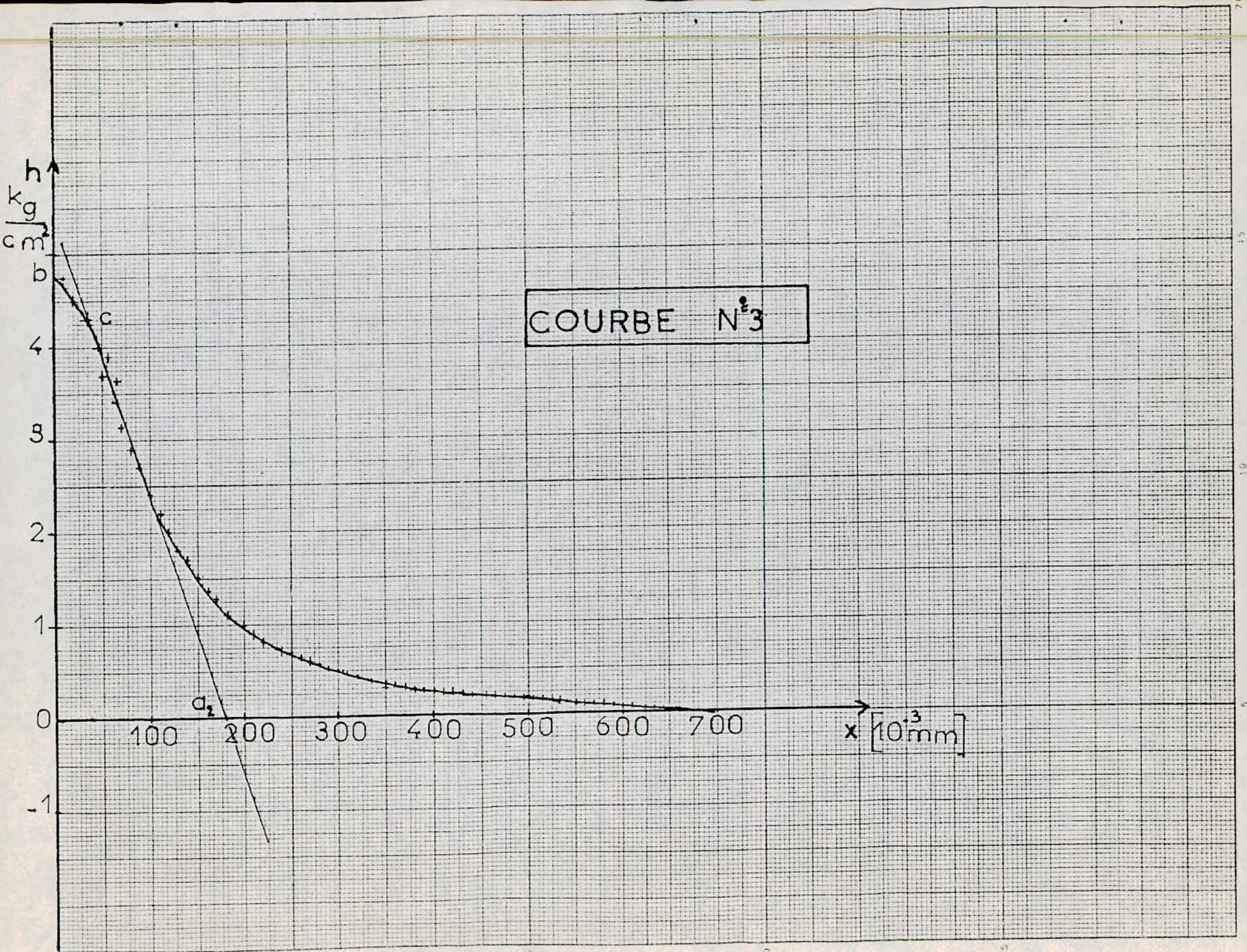
COURBE N°2

a

c

$x [10^{-3} \text{ mm}]$

h

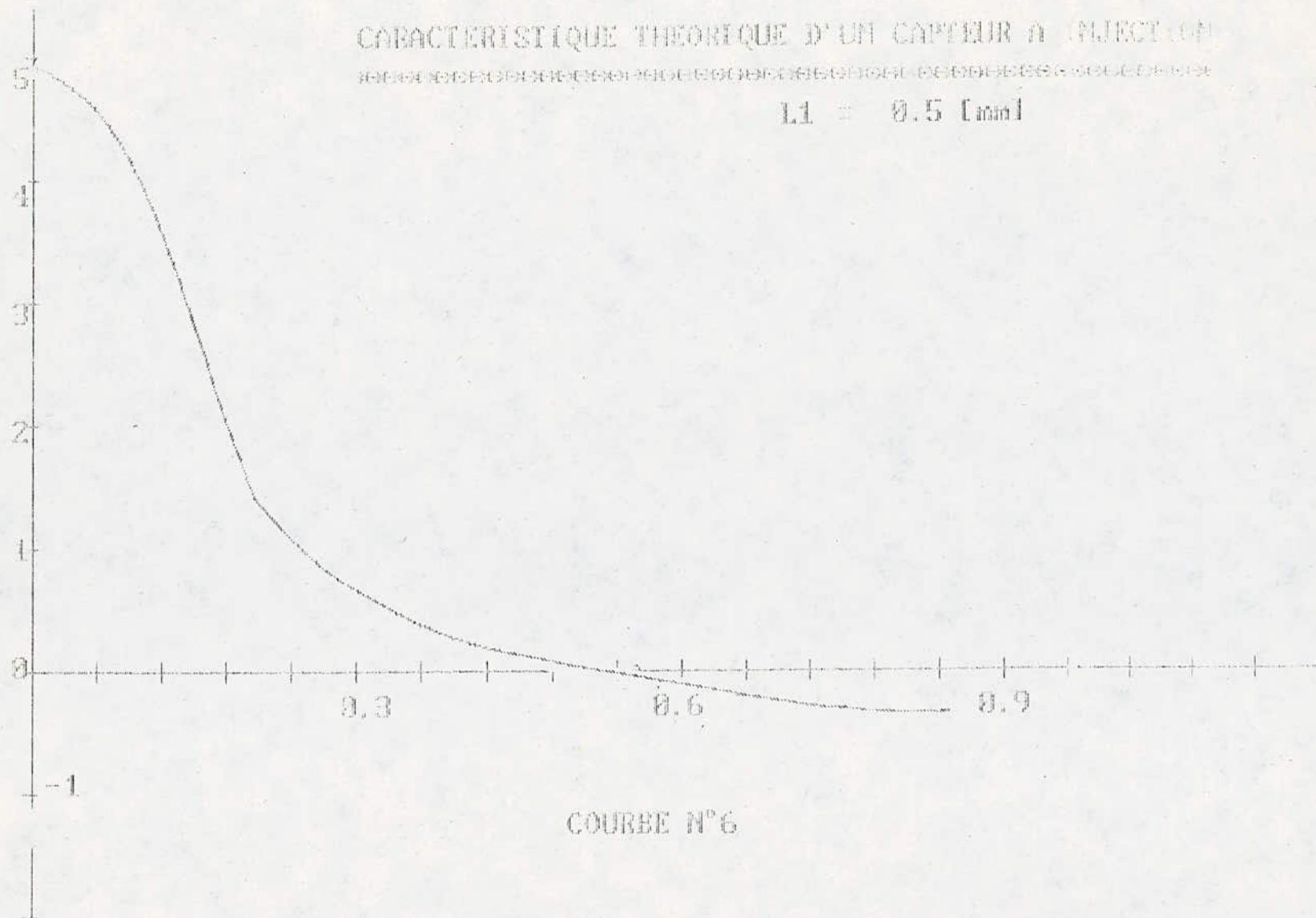


CARACTERISTIQUE THEORIQUE D'UN CAPTEUR A INJECTION

RECHERCHES DE LA SOCIÉTÉ FRANÇAISE D'ÉLECTRICITÉ ET DE MÉCANIQUE

$$L_1 = 0.5 \text{ [mm]}$$

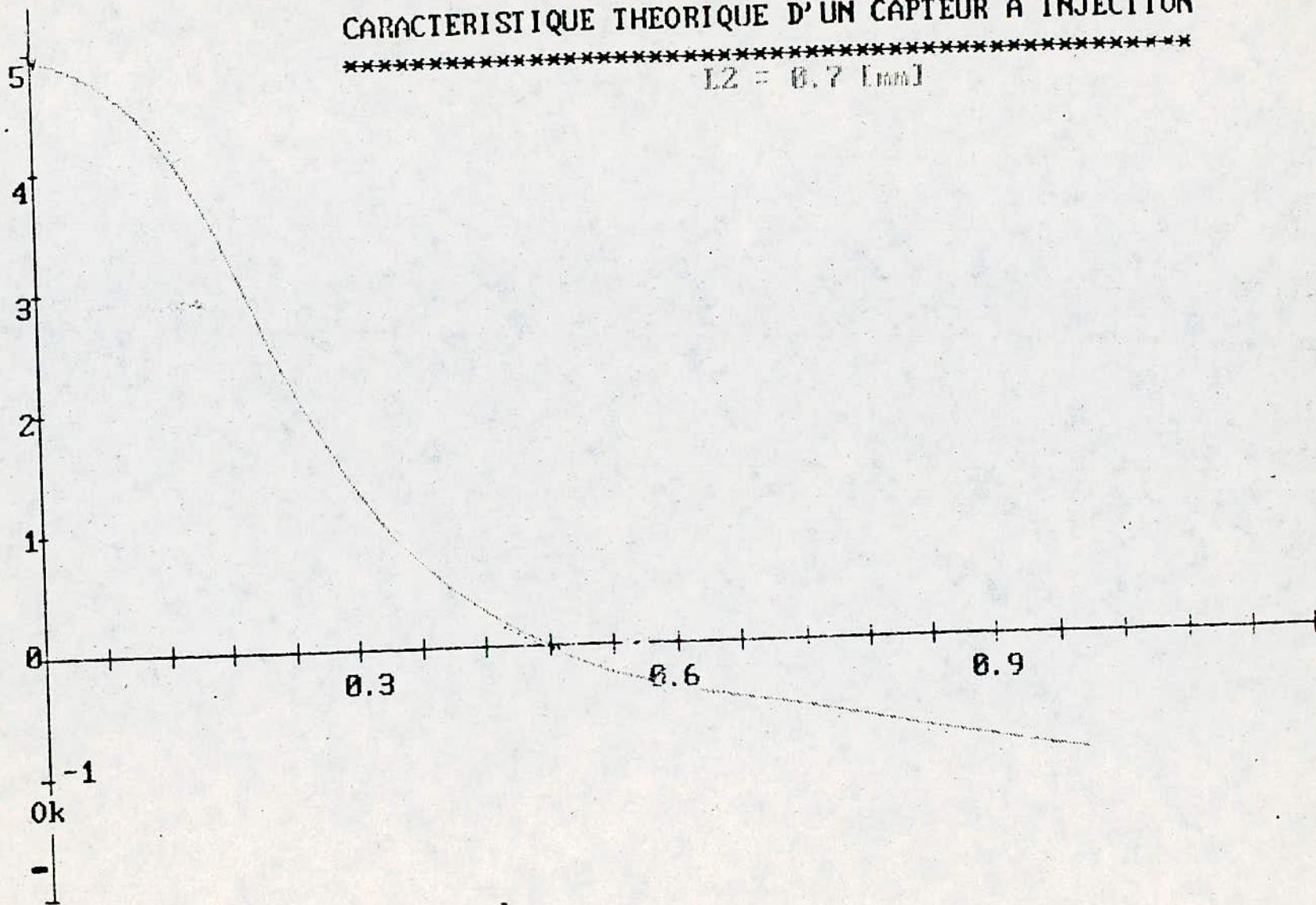
-60-



COURBE N°6

CARACTERISTIQUE THEORIQUE D'UN CAPTEUR A INJECTION

$L_2 = 0.7 \text{ [mm]}$



BIBLIOGRAPHIE

1) BONDARY LAYER TBEORY

H.SDLCHTING ((Mc GRAW.HILL)) 1960

2) MEMOIR MAGISTAIRE

PROFESSEUR E.N.P Mr BOUAZIZ 1982

3) TRANSPORT PHENOMEND

BIRD, STEWART, LIGHTFOOT

4) MECANIQUE DES FLUIDES APPLIQUEE

R.OUZIAUX, J. PERRIER. DUNOD

5) MOMENTO PERTE DE CHARGE

6) TECHNIQUE DE L'INGENIEUR .MESURE ET CONTROLE TOME I

PARIS 1972

7) MECANIQUE EXPERIMENTALE DES FLUIDES TOME I

MASSON ET CIE PARIS 1961

