

17/82

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

U.S.T.H.B

Lex

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GÉNÉRAL MÉCANIQUE
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

THÈSE DE FIN D'ÉTUDES

ANALYSE DU FONCTIONNEMENT
d'un banc d'essai d'une tuyère
existant au département.

PROPOSE PAR:

M^r: A. WERNER

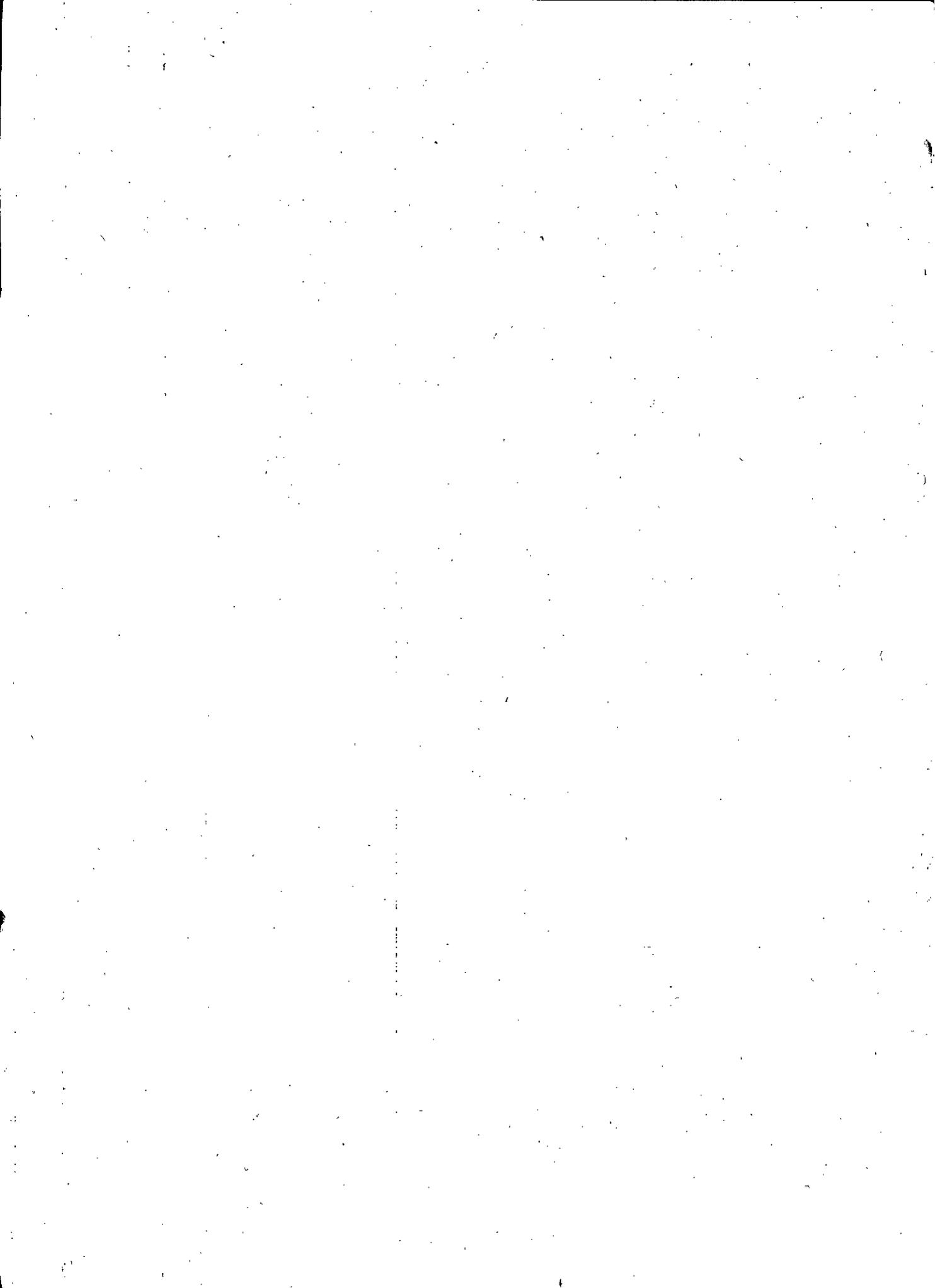
maître assistant

à l'ENP

ETUDIÉ PAR:

A. KERRIS

PROMOTION : JUIN - 82



A toute ma famille

A tous mes amis

Je dédie ce modeste travail .

- R E M E R C I E M E N T S -
-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-

Je tiens à remercier tous les professeurs qui ont contribué à ma formation et à l'élaboration de ce sujet.

Je tiens aussi à remercier vivement mon ami B. Abdelkader qui m'a soutenu durant toute ma partie pratique.

Toutefois, en remerciant monsieur A . WERNER, je le prie de trouver ici toute ma reconnaissance et ma profonde admiration.

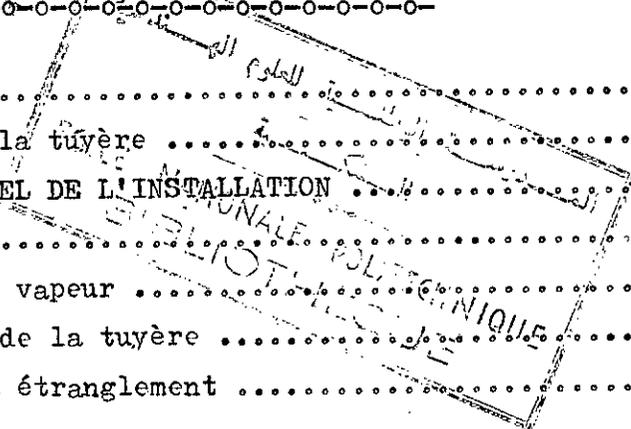
S U J E T
-o-o-o-o-o-o-o-

ANALYSE DU FONCTIONNEMENT D'UN BANC D'ESSAI
-o-

D'UNE TUYERE EXISTANT AU DEPARTEMENT
-o-

- Le banc d'essai existant au département énergétique :
 - Catalogues du matériel de régulation, du compresseur,....etc.
 - Notice explicative :
 - + Essai du comportement dynamique de la régulation de la pression de vapeur.
 - + Conception de la régulation automatique de la pression en amont de la tuyère. Choix du matériel.
 - + Analyse du remplacement de la vapeur d'eau par l'air comprimé en tant que fluide d'alimentation de la tuyère.
 - + Rectification éventuelle du polycopie de T.P.
- Documentation du banc d'essai
- Diagrammes des courbes transitoires de pression
- Schéma du système de régulation.

T A B L E D E S M A T I E R E S .
 -o-



I. INTRODUCTION	I
II. GENERALITES : Théorie de la tuyère	2
III. DESCRIPTION DE L'ETAT ACTUEL DE L'INSTALLATION	I2
III-1: Schéma général	I2
III-1-1: Le générateur de vapeur	I2
III-1-2: Le banc d'essai de la tuyère	I3
III-1-3: Le calorimètre à étranglement	I3
III-2: Maintenance	18
III-2-1: Avant le démarrage	18
III-2-2: Après le démarrage	21
a): Pour la chaudière	21
b) Pour le banc d'essai	33
IV. UTILISATION DE LA VAPEUR D'EAU	35
IV-1: Manipulation	35
a) Démarrage de la chaudière	35
b) Utilisation du banc d'essai	35
c) Mesure du titre de vapeur humide	36
IV-2: Mention de tous les essais et résultats obtenus	36
V; UTILISATION DE L'AIR COMPRIME	45
V-1: Calcul du débit nécessaire	45
a) Méthode théorique	45
b) Méthode expérimentale	46
V-2: Calcul du débit disponible	47
a) Méthode théorique	48
b) Méthode expérimentale	48
V-3: Mesures effectuées et résultats obtenus	50
VI. REGULATION AUTOMATIQUE	59
VI-1 : Calcul de la vanne automatique	59
VI-2 : Choix du servomoteur	65

VI-3 : Choix du capteur	65
VI-4 : Choix du régulateur pneumatique	65
VI-5 : Détendeur	66
VII. RECTIFICATION DU POLYCOPE DE T.P.	67
VIII. PROJET DE BRANCHEMENT ET TRAVAUX A EFFECTUER	68
IX. CONCLUSION	69

I . INTRODUCTION

La tuyère est un élément de canalisation profilé, destiné à imposer à un fluide en écoulement une augmentation de vitesse. On distingue deux types de tuyères:

- tuyère convergente: dans laquelle le fluide ne peut se détendre que jusqu'à une pression correspondant à la pression critique.
- tuyère convergente-divergente: (tuyère de Laval) le fluide peut se détendre jusqu'à une pression aussi faible que l'on veut. A la sortie d'une telle tuyère la vitesse du fluide peut dépasser celle du son. (On l'appelle aussi tuyère de détente).

Grâce à ces caractéristiques les tuyères sont très utilisées dans les domaines pratiques. On les trouve dans les pulvérisateurs, les éjecteurs, ...ect. Dans les turbines les tuyères sont des canaux incurvés réalisés à l'aide des ailettes profilées. On les utilise aussi comme organes déprimogènes pour effectuer les mesures de débit.

Il ressort de tout cela l'importance de l'utilisation d'un banc d'essai des tuyères, qui permettra aux étudiants de mieux visualiser tous les phénomènes qui ont lieu dans ces tuyères. d'où l'importance pédagogique de ce banc.

II . GENERALITES ; Théorie de la tuyère .

L'étude se fera sur l'écoulement d'un gaz compressible à travers une tuyère. On supposera alors que le gaz est parfait et que l'écoulement est unidimensionnel c'est à dire que l'on prendra la vitesse uniforme en n'importe quelle section de la tuyère.

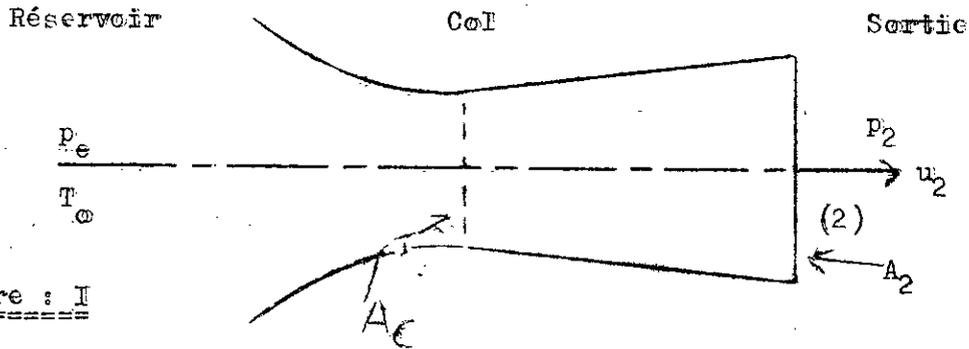


figure : I

L'équation de continuité nous permet d'écrire:

$$q_m = \rho . A . u = \text{Cste} \quad (1)$$

(Principe de la conservation de masse).

avec q_m : le débit massique

A : la section le long de la tuyère

u : la vitesse du fluide

ρ : la masse volumique.

L'équation de la conservation de l'énergie nous donne:

$$H_1 + \frac{1}{2} u_1^2 + gh_1 + Q = H_2 + \frac{1}{2} u_2^2 + gh_2 .$$

avec H : l'enthalpie

Q : la quantité de chaleur

h : la hauteur.

La tuyère reste fixe, aucun travail extérieur n'est fournie. De plus on négligera les variations de hauteur et on supposera qu'il n'y a pas de transfert de chaleur.

$$\text{Alors : } H_1 + \frac{1}{2} u_1^2 = H_2 + \frac{1}{2} u_2^2 .$$

$$\text{Et pour notre cas : } H_0 = H + \frac{1}{2} u^2 . \quad (2)$$

Dans le réservoir on a : $u_0 = 0$.

Si l'on écrit que l'écoulement est isentropique:

$$\frac{p}{p_i} = \left(\frac{\rho}{\rho_i} \right)^\gamma = \left(\frac{T}{T_i} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

toujours à entropie constante on peut écrire:

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho} = \gamma \frac{p}{\rho} = \gamma RT \quad (4)$$

avec "a" la célérité du son dans le gaz à la température T. R est la constante des gaz parfaits définie par: $\frac{p}{\rho} = RT$.

Alors l'équation de Bernouilli:

$$\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = g(h_1 - h_2) - \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + W.$$

peut être prise sous sa forme différentielle en supposant que h reste constante, et le travail des forces extérieures nul.

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \Rightarrow \frac{1}{\rho} dp + u du = 0$$

alors de (4): $a^2 \frac{dp}{\rho} + u dp = 0 \quad (5)$

et d'après l'équation de continuité: $\frac{du}{u} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (6)$

En éliminant $\frac{dp}{\rho}$ de (5) et (6) on aura la relation:

$$\left(1 - \frac{u^2}{a^2}\right) \frac{du}{u} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (7)$$

Comme sous le nom de relation du capitaine Hugoniot.

Cette relation est très importante car elle permet l'interprétation de l'écoulement à travers une tuyère. En effet de cette relation on déduit:

- a- La relation d'écoulement ~~est très~~ u ne peut être égale à la célérité du son "a" qu'en une section maximum ou minimum. En effet pour $\frac{dA}{A} = 0$, on a soit $u=a$, soit $\frac{du}{u} = 0$.
- b- Si $u < a$ l'écoulement est subsonique, dA et du sont de signes contraires: lorsque la section croît la vitesse décroît.
- c- Si $u > a$ écoulement supersonique, dA et du sont de signe (même) la vitesse varie dans le même sens que la section.

Pour un gaz parfait on peut écrire:

$$H = C_p \cdot T = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p}{\rho} = \frac{a^2}{\gamma-1} \quad (8)$$

Sachant que $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ et que $a^2 = \gamma \cdot R \cdot T$.

Comme il s'agit d'un écoulement d'un gaz parfait l'équation (2) s'écrit sous la forme :

$$C_p \cdot T_i = C_p \cdot T + \frac{1}{2} u^2. \quad (8')$$

D'après l'équation (8) on a :

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{p_i}{\rho_i} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}$$

$$\frac{\frac{a_i^2}{\gamma - 1}}{\gamma - 1} = \frac{a^2}{\gamma - 1} + \frac{u^2}{2}$$

où

$$\frac{T_i}{T} = \frac{a_i^2}{a^2} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2. \quad (9)$$

M : le nombre de Mach est défini par : u/a .

On définit l'état critique l'état du gaz au moment où sa vitesse est égale à celle du son.

Donc $u=a$ et alors $M = 1$.

de (9) on tire :

$$\frac{T_i}{T_{cr}} = \frac{a_i^2}{a^2} = \frac{\gamma + 1}{2}$$

alors

$$\frac{p_{cr}}{p_i} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (10)$$

Toujours pour un écoulement isentropique, on tire de (8) et (3) :

$$\frac{u^2}{2} = C_p \cdot T_i \cdot \left(1 - \frac{T}{T_i} \right) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{p_i}{\rho_i} \cdot \left[1 - \frac{p}{p_i} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}$$

On obtient alors :

$$q_m = \rho_i \cdot A \cdot \left(\frac{p}{p_i} \right)^{1/\gamma} \cdot \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \frac{p_i}{\rho_i}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]^{1/2}$$

$$d'o\grave{u} \quad q_m = \int_i a_i \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_i} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]^{1/2} \quad (II)$$

où A représente la section en un point quelconque de la tuyère .

sachant que : $a_i = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p_i}{\rho_i}} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_i}$

on peut écrire l'équation (II) sous la forme :

$$q_m = \int_i a_i \cdot A \cdot Z$$

en posant que : $Z = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_i} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]^{1/2}$

Si l'on maintient constantes les caractéristiques p_i et \int_i de l'état générateur (réservoir amont), le débit reste constant le long de la conduite. Z varie alors en sens inverse de A et atteint sa valeur maximale dans la section d'aire minimale (col de la tuyère). Or Z est une fonction de p/p_i , qui s'annule pour $p = 0$ et pour $p = p_i$ et passe par un maximum C pour la valeur de :

$$p_{cr} = p_i : \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Voir figure n° 2 . Ce maximum ne peut être atteint que dans la section du col.

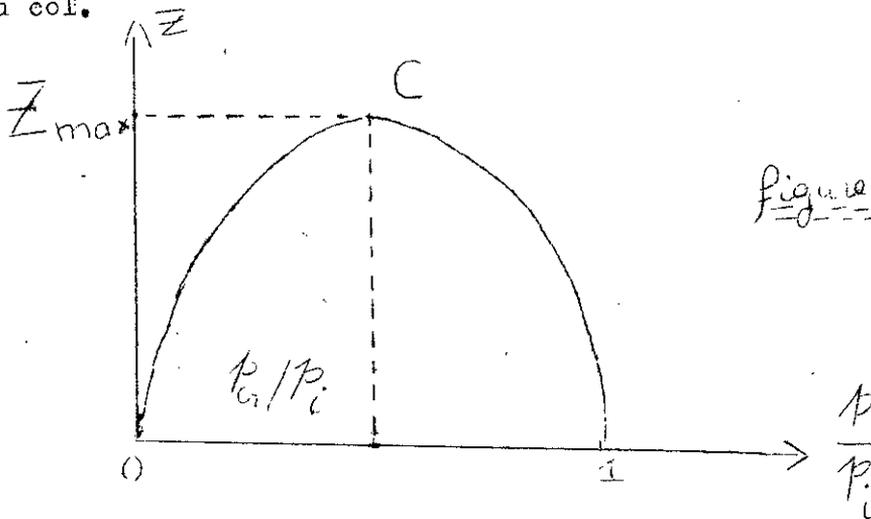


Figure n° 2-2

Dans ces conditions, la vitesse du son est atteinte et le débit en masse aura une valeur maximale de;

$$q_{mc} = \int_c u_c \cdot A_c = \int_c A_c \cdot a_{ii} \sqrt{\frac{2}{\gamma+1}} = \frac{\int_c}{\rho_{ii}} \cdot A_c \cdot a_{ii} \cdot \sqrt{\frac{2}{\gamma+1}} \cdot \rho_{ii}$$

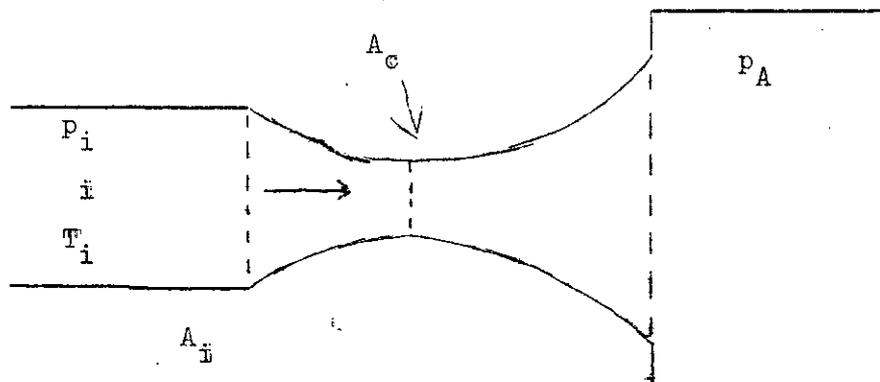
$$= \int_{ii} a_{ii} \cdot A_c \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{1/\gamma-1}$$

Alors :

$$q_{mc} = \int_{ii} a_{ii} \cdot A_c \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (I2)$$

La tuyère convergente-divergente se trouve dans l'état suivant :

figure n° 3



Supposons que p_A diminue à partir de p_{ii} :

- 1 - EN premier lieu l'écoulement est subsonique dans toute la tuyère:

- dans le convergent la vitesse augmente et la pression ~~va~~ diminue jusqu'à une valeur minimale atteinte au col.

- Dans le ~~div~~ divergent la vitesse diminue et la pression augmente jusqu'à une ~~div~~ pression aval p_A .

On notera que la pression est minimale au col.

- 2 - Si p_A continue à diminuer, il arrive un moment où la pression au col atteint sa valeur critique :

$$p_{cr} = p_{ii} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

L'écoulement devient alors sonique et le débit aura une valeur maximale q_{mc} .

Soit p_A' la pression aval pour laquelle ce phénomène se produit.

L'écoulement est partout subsonique sauf au col.

- 3 - Si p_A diminue au-dessus de p_A' , le débit ne varie pas, il garde sa valeur maximale q_{mc} car le col est toujours sonique. Mais dans le divergent l'écoulement devient supersonique: car la vitesse augmente et la pression diminue.

De plus une application directe de la formule (II), dans le divergent, donnerait un débit inférieur à la valeur critique.

Mais on ne peut pas dire que le débit diminue alors que la pression aval subit une chute de pression. Donc si l'état critique est atteint au niveau du col, le débit gardera sa valeur q_{mc} constante même si la pression aval continue à diminuer.

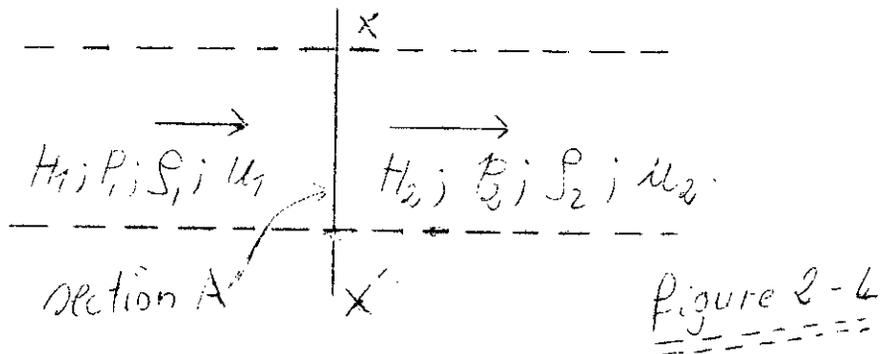
Quand $p_A < p_A'$, il existe une pression p_A'' (inférieure à p_A') à partir de laquelle le phénomène demeure isentropique. Alors deux cas sont à envisager :

- a - $p_A > p_A''$: l'écoulement supersonique dans la première partie du divergent devient subitement subsonique dans la deuxième partie du divergent. Entre ces deux écoulements il se produit un processus irréversible (non isentropique) connu sous le nom "d'onde de choc", dans lequel la pression et la température subissent une brusque discontinuité. L'onde de choc est stationnaire et normale à l'axe de la tuyère. Elle se produit dans une section de la tuyère dont la position s'éloigne du col à mesure que p_A diminue.

- b - $p_A < p_A''$: L'écoulement demeure isentropique dans toute la tuyère. L'onde de choc se produit ensuite dans le réservoir, où la pression du jet passe subitement de p_A'' à p_A .

(voir figure n° 2-5)

L'onde de choc est stationnaire pour une pression aval fixée. On peut déterminer par calcul sa position en trouvant ses caractéristiques.



Soit xx' , le plan correspondant au front de l'onde de choc. (figure n° 2-4). Appelons p_I, ρ_I, u_I, H_I respectivement pression, masse volumique, vitesse et enthalpie en amont de l'onde de choc et par p_2, ρ_2, u_2, H_2 en aval de celle-ci.

- L'équation de continuité nous permet d'écrire :

$$\rho_I \cdot A \cdot u_I = \rho_2 \cdot u_2 \cdot A.$$

$$\text{d'où : } \rho_I \cdot u_I = \rho_2 \cdot u_2 \quad (a)$$

- L'équation de conservation de la quantité de mouvement donne :

$$p_I + \rho_I \cdot u_I^2 = p_2 + \rho_2 \cdot u_2^2. \quad (b)$$

- L'équation de conservation de l'énergie donne aussi :

$$H_I + \frac{1}{2} \cdot u_I^2 = H_2 + \frac{1}{2} u_2^2. \quad (c)$$

Ces trois équations (a), (b), (c), définissent l'onde de choc.

L'air étant supposé gaz parfait l'équation (c) peut s'écrire de (8) :

$$\frac{a_I^2}{\gamma - 1} + \frac{u_I^2}{2} = \frac{a_2^2}{\gamma - 1} + \frac{u_2^2}{2}. \quad (c')$$

En divisant (c') par $\frac{u_2^2}{2}$ puis en multipliant par (-1) on aura :

$$\left[\frac{2}{M_I^2} + (\gamma - 1) \right] \frac{u_I^2}{u_2^2} = \left[\frac{2}{M_2^2} + (\gamma - 1) \right] \quad (d)$$

où $M = \frac{u}{a}$.

de (b), sachant que $a^2 = \frac{\gamma p}{\rho}$, on tire :

$$\rho_I \cdot (a_I^2 + \gamma u_I^2) = \rho_2 \cdot (a_2^2 + \gamma u_2^2).$$

d'où :

$$\rho_I \cdot u_I^2 \cdot \left(\frac{1}{M_I^2} + \gamma \right) = \rho_2 \cdot u_2^2 \cdot \left(\frac{1}{M_I^2} + \gamma \right)$$

et de l'équation de continuité on aura :

$$\frac{\rho_I}{u_2} \cdot \left(\frac{2}{M_I^2} + 2 \cdot \gamma \right) = \left(\frac{2}{M_2^2} + 2 \cdot \gamma \right) \quad (e)$$

écrivons que (e) - (d) :

$$\left[\frac{2}{M_I^2} + (\gamma - 1) \right] \cdot \left(\frac{u_2^2}{u_2^2} - \frac{u_I}{u_2} \right) - (\gamma + 1) \left(\frac{u_I}{u_2} - 1 \right) = 0$$

ou encore :

$$\left(\frac{u_I}{u_2} - 1 \right) \left\{ \left[\frac{2}{M_I^2} + (\gamma - 1) \right] \frac{u_I}{u_2} - (\gamma + 1) \right\} = 0$$

Il y a alors deux possibilités :

$$- \frac{u_I}{u_2} - 1 = 0 \Rightarrow u_I = u_2$$

Alors rien ne se produit (il y a continuité).

$$- \frac{u_I}{u_2} \cdot \left[\frac{2}{M_I^2} + (\gamma - 1) \right] - (\gamma + 1) = 0 \quad (F)$$

qui représente une onde de choc normale dans l'écoulement .

DE toutes ces équations on tire les résultats suivants :

$$\frac{u_2}{u_I} = \frac{(\gamma - 1) \cdot M_I^2 + 2}{(\gamma + 1) \cdot M_I^2} = \frac{\rho_I}{\rho_2}$$

$$M_2^2 = \frac{(\gamma - 1) \cdot M_I^2 + 2}{2 \cdot \gamma \cdot M_I^2 - (\gamma - 1)}$$

$$\frac{p_2}{p_I} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot M_I^2 - (\gamma - 1)}{(\gamma + 1)}$$

$$\frac{T_2}{T_I} = \frac{(\gamma - 1) \cdot M_I^2 + 2}{(\gamma - 1) \cdot M_2^2 + 2}$$

A l'aide de ces équations nous pouvons situer une onde de choc .

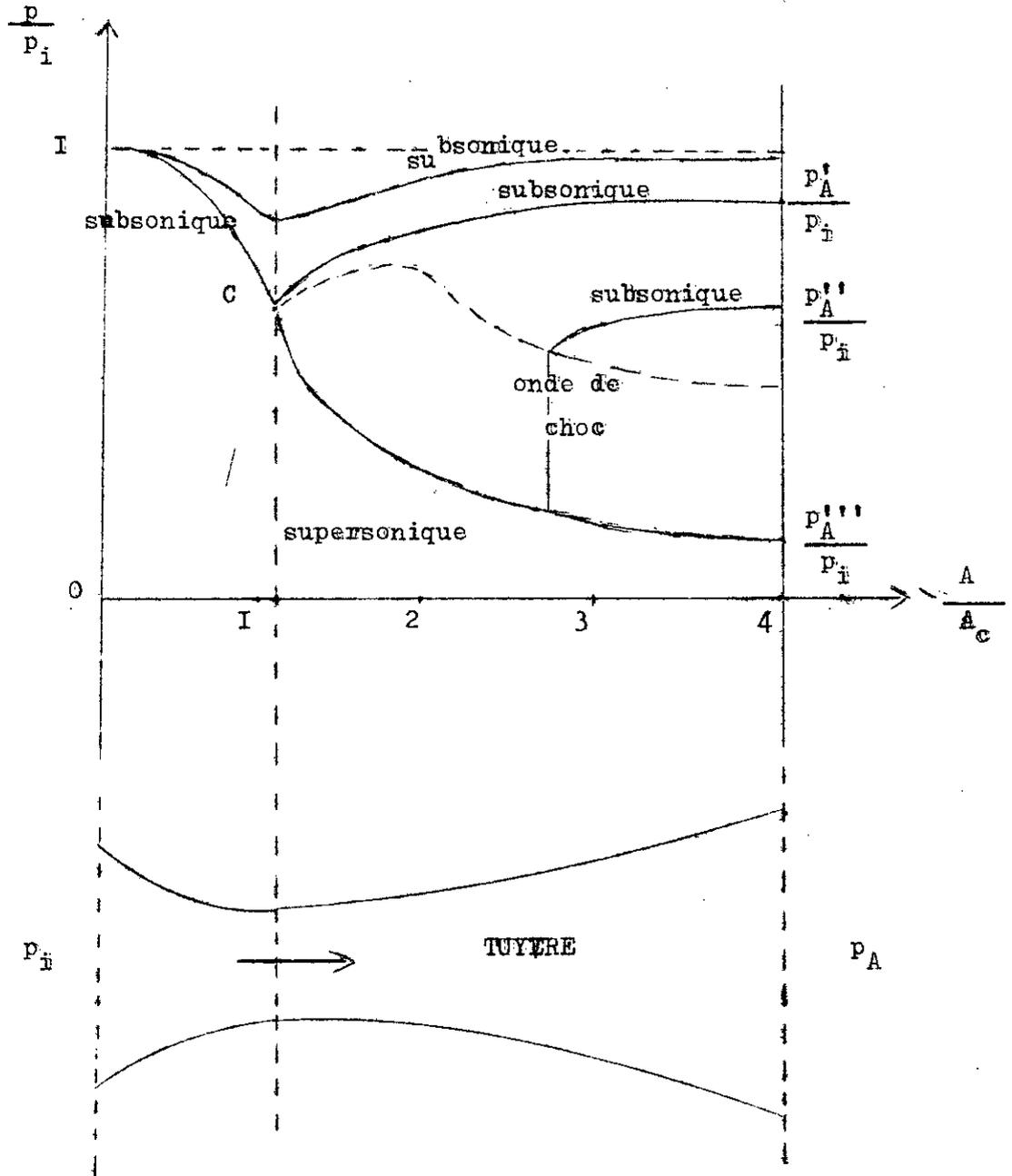


Figure n° 2 - 5 : Evolution de la pression le long d'une tuyère convergente-divergente .

III - DESCRIPTION DE L'ÉTAT ACTUEL DE L'INSTALLATION .

III - I : Schéma général de l'installation .

L'installation se divise en deux parties :

- Une installation productrice de vapeur .
- Un banc d'essai de la tuyère .

III - I - I : Le générateur de vapeur (voir schéma général) :

C'est une chaudière à vapeur (1) à tube de fumée. Elle est alimentée par le gaz. L'eau qui est en principe adoucie, arrive dans un réservoir à flotteur (2). Elle est alimentée à la chaudière à l'aide de la pompe (3) entraînée par un moteur électrique (4). Il existe un tube de verre (5) pour le contrôle visuel du niveau d'eau dans la chaudière. Un régulateur de niveau (6) permet de contrôler le niveau. Une soupape de sécurité (7) permet d'évacuer le surplus de vapeur à partir d'une pression de 6 bars relatifs. Une prise de pression de faible section est reliée au réservoir d'alimentation et joue le rôle d'économiseur.

a) Le régulateur de niveau :

Il a un rôle très important car il permet le réglage du niveau en enclenchant la pompe dès que le niveau atteint une valeur critique. Si le niveau continue à baisser il enclenche une sonnerie d'alarme. Tout cela se fait à l'aide d'un interrupteur de mercure (8). De plus à l'aide d'une tige commandée par le flotteur il agit sur un robinet à gaz (R_I) lié au régulateur de pression (10). Il y a possibilité de réglage de l'ouverture de ce robinet par un système à vis, écrou et contre écrou. (voir figure n° 3 - I) .

L'interrupteur à mercure est formé d'une éprouvette fermée, avec deux tiges de cuivre isolées entre elles. C'est le mercure qui fait le contact entre ces deux tiges lorsque l'éprouvette bascule du bon côté. Ce basculement est créé par une liaison avec la tige du flotteur du régulateur de niveau. Il y a deux interrupteurs à mercure : l'un pour la pompe, l'autre pour l'alarme; (voir figures n° 3 - 2 ; 3 - 3) . Ces deux interrupteurs sont sur une plaquette inclinable liée à la tige du

flotteur et fixée sur une boîte . A l'aide de vis on peut régler, séparément, la position désirée de chaque éprouvette.

b) Le régulateur de pression :

Il joue un rôle très important dans cette installation car il permet le réglage de la pression en fonction du débit de gaz. (voir figure n° 3 - 8) . Il y a de plus une action de surveillance en commun avec le régulateur de niveau en fonction du niveau d'eau dans la chaudière. Une description détaillée sera faite plus loin .

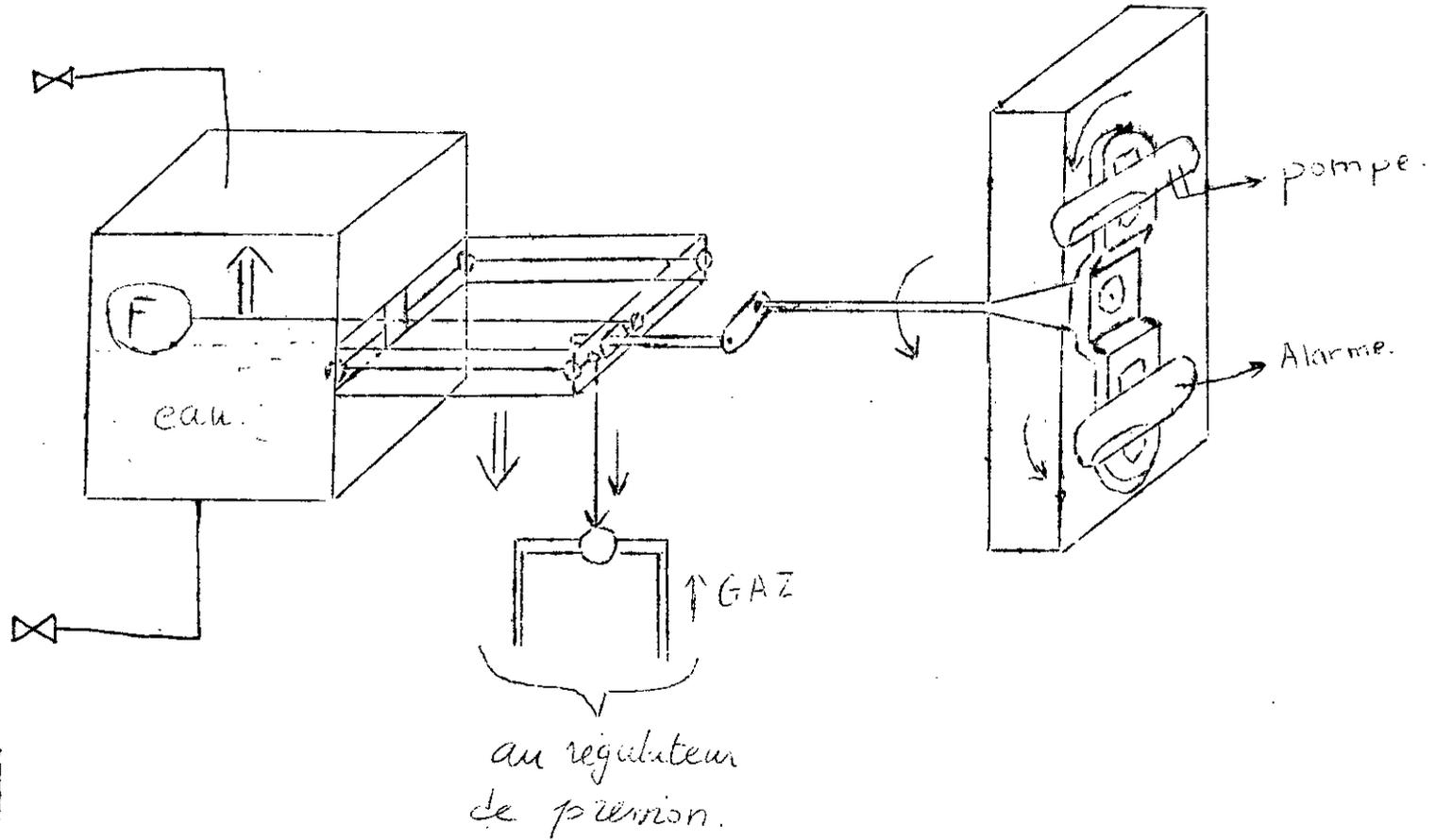
III - I - 2 : Le banc d'essai de la tuyère :

La prise de vapeur est reliée à un petit réservoir en amont de la tuyère. Les vanes V_1 et V_2 permettent le réglage de la pression de vapeur; (). Une autre vanne similaire pourrait être utilisée pour l'air comprimé. A travers la tuyère, placée à la sortie du réservoir, passe une sonde possédant un orifice pour prise de pression à travers la tuyère. Le déplacement de la sonde , qui est reliée à un manomètre, se fait avec un système pignon-crémaillère commandé par un volant. Sur ce volant gradué il y a indication des positions successives de la sonde. Chaque graduation correspond à un déplacement de la sonde de 2,54 mm . La sortie du réservoir est reliée à un condenseur permettant la mesure du volume d'eau condensée. Un manomètre relié au réservoir amont nous informe continuellement de la pression en amont de la tuyère. (voir aussi schéma général) .

III - I - 3 : Le calorimètre à étranglement :

Le réservoir amont est relié à un calorimètre à étranglement pour mesure du titre de la vapeur humide ; (voir figure n° 3 - 4). Il est formé d'un réservoir (E) lié directement à l'atmosphère. Il y a possibilité de prendre la température dans ce réservoir. Un orifice à étranglement , réglable grâce à un robinet à pointeau, permet d'effectuer la détente de la vapeur. La théorie de ce calorimètre sera définie plus loin .

Figure n° 3-2 : Régulateur de niveau.



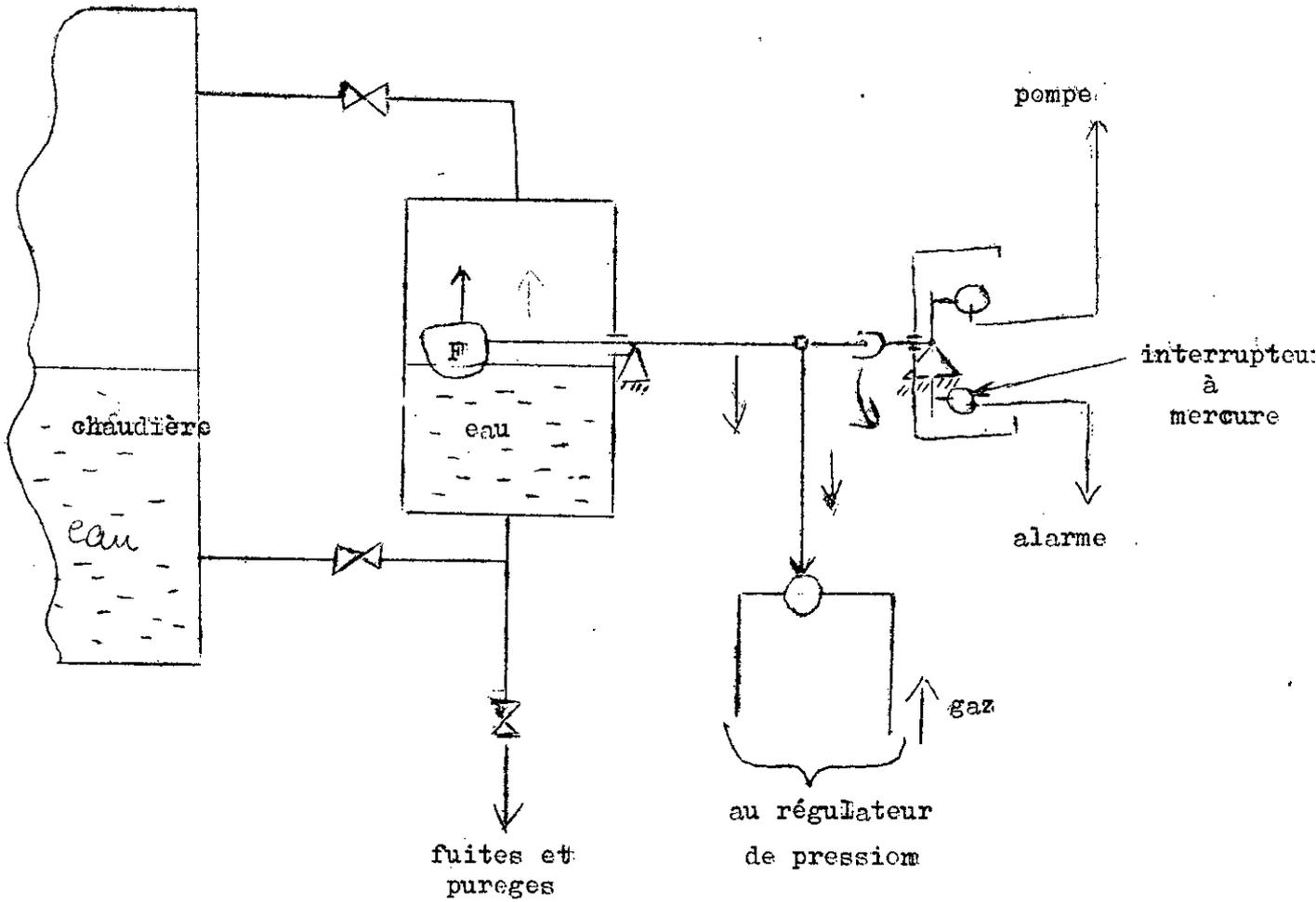


figure n° 3 - I : Régulateur de niveau.

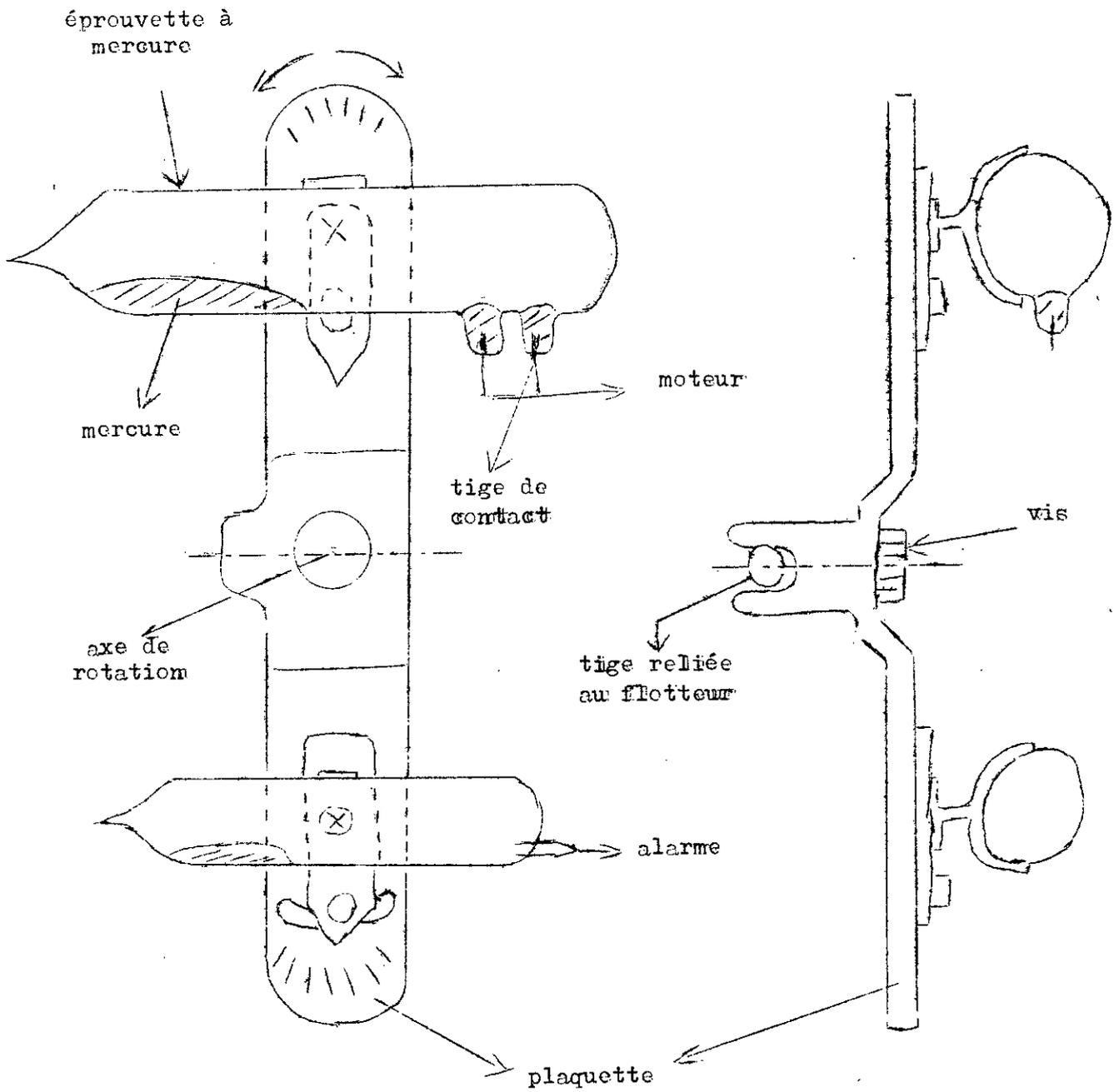


figure n° " 3 - 3 : Interrupteurs à mercure.

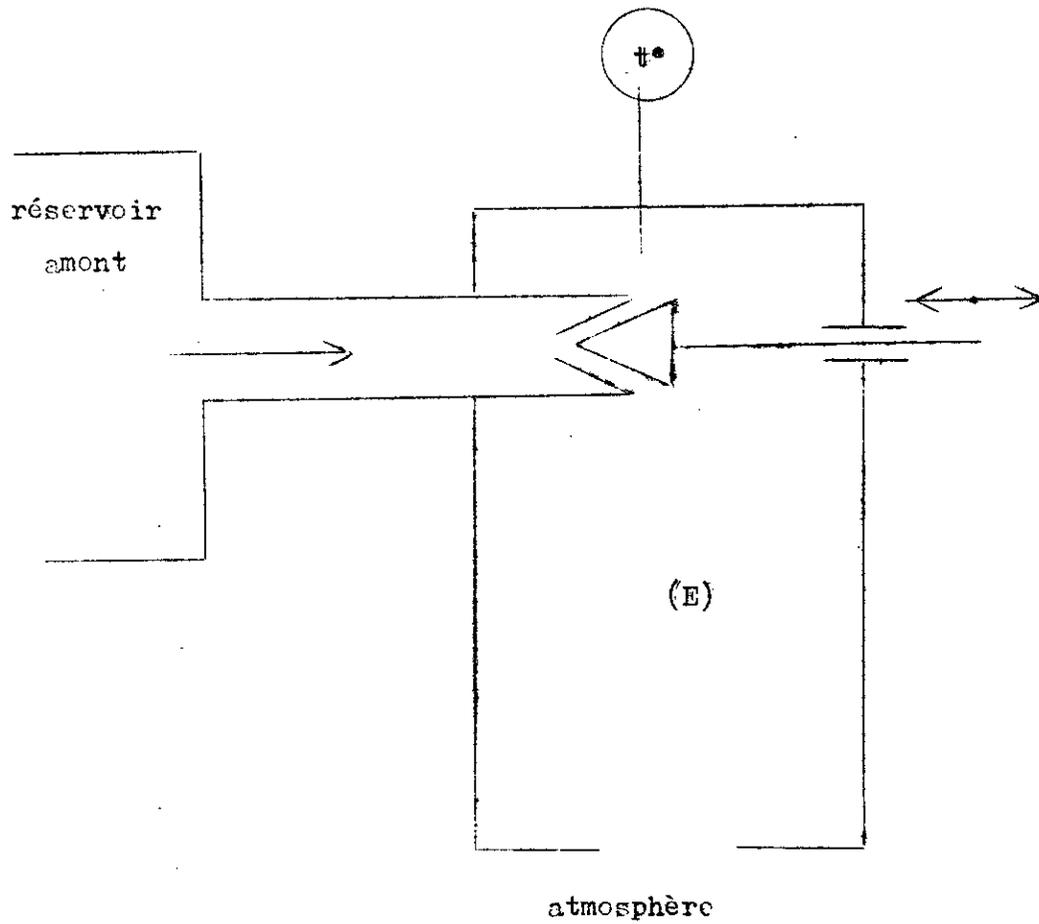


figure n° 3 - 4 : Calorimètre à étranglement •

III - 2 : Maintenance :

L'installation en question a fait l'objet de certains travaux de maintenance avant et pendant le démarrage. Nous citerons ci-dessous les plus importants d'entre eux, avec leurs buts et leurs résultats.

III - 2 - I : Avant le démarrage :

a) Nettoyage de l'indicateur de niveau à tube de verre :

Démontage des robinets et débouchage de tous les orifices. Au montage on graisse les tournants des robinets pour avoir une bonne étanchéité. Certains joints ont été changés.

b) Vérification de l'action du régulateur de niveau :

Après nettoyage du régulateur de niveau et des vannes, on a graissé toutes les articulations. On a réglé par la suite l'action du régulateur sur :

- Le moteur électrique et la pompe : réglage de l'instant de déclenchement et celui d'enclenchement de la pompe pour que la plage entre eux soit assez courte afin de permettre une reprise rapide.

- L'alarme : On l'a réglé de telle façon qu'il s'enclenche dès que le niveau s'abaisse à une valeur critique, inférieure à celle qui correspond au moment d'enclenchement de la pompe.

- Robinet à gaz : Il est commandé par le flotteur. Après nettoyage et graissage, on a effectué le réglage de l'instant de son ouverture ou sa fermeture en fonction de la position du flotteur. Si le niveau est assez haut il ferme automatiquement ce robinet. Donc la tige descend et elle ferme ce robinet, si elle monte elle l'ouvre. (C'est un robinet à tournant).

Ce robinet est instrument de surveillance, il fait la jonction entre le régulateur de niveau et le régulateur de pression. On verra par la suite, en détail, l'action de ce robinet.

c) Nettoyage de la chaudière à froid :

On annule l'action de l'interrupteur à mercure, en reliant directement les deux fils conducteurs avant celui-ci. On effectue alors, plusieurs fois, le remplissage de la chaudière jusqu'à la prise de vapeur.

d) Reglage de la soupape de sécurité :

En injectant dans la chaudière de l'air comprimé, on effectue ce reglage au delà de la pression limite. Car pendant les essais préliminaires on dépassera cette limite. On a fait ce reglage au hasard en choisissant une pression, inférieure, où il y a é chappement par la soupape, puis au fur et à mesure on augmentera la pression. Reglage à $p = 7$ bars relatifs.

e) Vérification de l'action du régulateur de pression avec la pression de la chaudière:

On effectue le remplissage de la chaudière au près du quart de son volume total. Pour similer la réalité, on injecte de l'air comprimé qui remplacera la vapeur d'eau, et on allume les brûleurs. Cette simulation a été faite par raison de sécurité puisqu'on ne peut pas démarrer effectivement la chaudière sans vérifier au préalable l'action du régulateur de pression. Cette action a été justement vérifié puisqu'en montant suffisamment en pression il y a apparition de deux types de flammes :

- une grande flamme
- une petite flamme.

Et de plus il n'y a pas de positions intermédiaires entre ces deux types de flammes.

Pour bien voir l'instant du changement entre ces deux flammes, on a démonté un des brûleurs et branché un tuyau. Ainsi on prélève le gaz juste au niveau des brûleurs. On relie cette prise à un tube de verre en forme de U rempli d'eau qui jouera le rôle de manomètre à eau.

C'est la dénivellation, causée par la pression du gaz, qui nous informera sur le type de flamme; (voir figure n° 3 - 5).

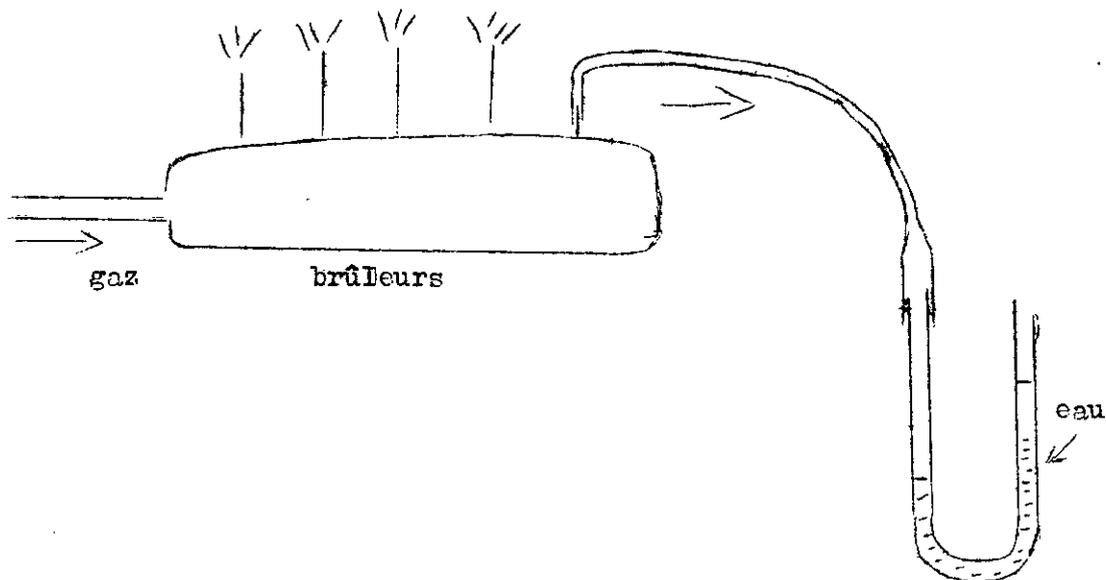


figure n° 3 - 5 : pression du gaz .

Remarque : Au début pour l'allumage on ouvre complètement la cage des brûleurs et on allume quelques-uns. La flamme restera faible tant que l'on a pas remis la cage pivotante à sa place.

De plus on a remarqué que le débit de la petite flamme est très important (grand débit). Ce qui est très dangereux pour la chaudière, car il y a possibilité d'augmentation de pression avec la petite flamme. Ainsi la chaudière peut se trouver au-delà de sa limite de résistance si par accident la soupape de sécurité ne se déclenche pas. On a procédé alors au réglage de ce débit en le minimisant, par un petit robinet à vis. Ainsi pour la petite flamme on lit sur le tube en U une dénivellation d'environ 6mm. Alors que pour la grande flamme elle est de 86 mm. Sachant que le débit est proportionnel à la racine carré de la pression, on en déduit que :

$$q_{pf} = \frac{1}{3,78} \cdot q_{gf} \cdot$$

où :

q_{pf} : débit du gaz de la petite flamme.

q_{gf} : débit du gaz de la grande flamme.

III - 2 - 2 : Après le démarrage :

a) Pour la chaudière :

On a fait un premier essai de la chaudière, sans prise de vapeur, jusqu'à une pression relative de 7 bars . Il y a apparition de deux importantes pressions :

- La première celle du moment de déclenchement de la grande flamme.
- La deuxième celle de son enclenchement après une baisse de pression.

La plage entre ces deux pressions est très importante d'autant plus qu'elle permet un bon fonctionnement du banc . Le réglage de cette plage est donc nécessaire. On l'effectue grâce à une clef placée sur le régulateur. On l'a fixé au environ de la pression $p = 5$ bars relatifs; (la clef agit sur un ressort). De plus il est utile que cette plage soit assez courte pour avoir une bonne reprise de pression.

Pour bien visualiser la variation de pression en fonction du débit de gaz au cours du temps, on effectue les essais préliminaires suivants :

I^{er} cas : Chaudière allumée, sans prise de vapeur, avec vidage et apport d'eau froide :

On releva la pression dans la chaudière en fonction du temps avec indication de tous les changements de flamme et du moment de fonctionnement de la pompe.

(voir tableau n° III - I).

Notations : g.f : grande flamme ; ppe : pompe .
p.f : petite flamme ; vidag : vidage
encl. : enclenchement
décl. : déclenchement

p (b. r)	5,16	5,12	5,08	5,04	5,01	5,12	5,18	5,18	5,15
t (mn, s)	15.00	16.00	17.00	18.00	18.35	19.00	19.28	20.00	21.00
obs- erva- -tion	p.f	p.f	p.f	p.f	enc. g.f	g.f	décl. g.f	p.f	p.f

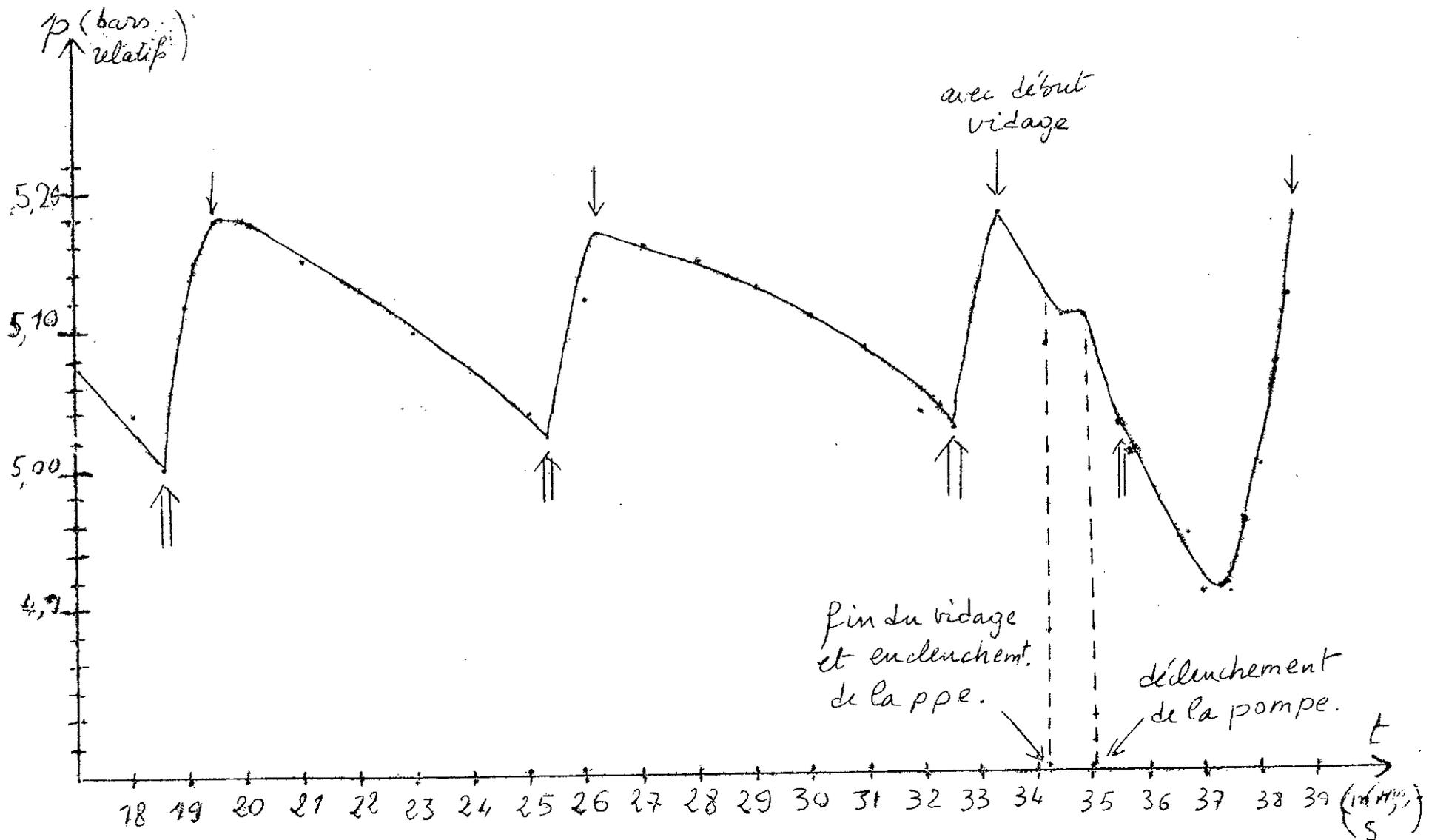
p (b.r)	5,13	5,10	5,07	5,02	5,01	5,12	5,17	5,16	5,15
t (mn, s)	22.00	23.00	24.00	25.00	25.20	26.00	26.12	27.00	28.00
OBS.	p.f	p.f	p.f	p.f	encl. g.f	g.f	décl. g.f	p.f	p.f

p (b.r)	5,13	5,11	5,09	5,04	5,03	5,18	5,12	5,11	5,11
t (mn, s)	29.00	30.00	31.00	32.00	32.23	33.24	34.12	34.30	34.50
OBS.	p.f	p.f	p.f	p.f	encl. g.f	décl. g.f vidag.	fin vidag. encl. ppe.	p.f	décl. ppe. p.f

p (b.r)	5,03	5,03	4,95	4,91	4,91	5,00	5,12	5,18	
t (mn, s)	35.30	35.38	36.40	37.00	37.30	38.00	38.30	38.38	
OBS.	p.f	encl. g.f	g.f	g.f	G.f	g.f	g.f	décl. g.f	

Tableau n° III - I .

Figure n° 3-6: $p = p_v = f(t)$. on note: \Uparrow enclenchement grande flamme
 \uparrow " " petite flamme.



La courbe pression en fonction du temps est représentée sur la figure N° 3 - 6 .

De cette figure on remarque la variation régulière, avant le vidage, de la pression en fonction du temps. La plage de pression entre les instants d'enclenchement et de déclenchement de la grande flamme est d'environ 0,17 bars relatifs. Une perturbation est créée par le vidage et ainsi il faut beaucoup plus de temps pour une augmentation de pression dans cette situation. Car après le vidage, et comme il y a diminution de niveau, la pompe s'enclenche et ainsi il y a apport d'eau froide. Cet apport d'eau fait que la chute de pression est encore plus rapide. Mais si cette eau était auparavant chauffée par l'économiseur, cette chute de pression serait moins rapide et la reprise en pression plus facile, d'où l'important rôle de l'économiseur.

2^{ième} cas : Chaudière allumée, avec et sans prise de vapeur; sans vidage .

On a procédé de la même façon que pour le premier cas, sauf qu'il n'y a pas de vidage; mais il y a prise de vapeur pour une partie. On notera $q = 0$ s'il n'y a pas prise de vapeur et q_{\max} s'il y a ouverture totale de la prise de vapeur. Ce qui correspond en réalité à une utilisation du banc d'essai.

(Voir tableau n° III - 2) .

On a gardé les mêmes notations .

La fonction pression en fonction du temps est représentée sur la figure n° 3-7 .

De cette courbe on remarque l'augmentation, régulière, de la pression jusqu'au moment du déclenchement de la grande flamme. Avec la petite flamme et le débit maximum on remarque une brusque chute de pression; jusqu'à l'instant de l'enclenchement de la grande flamme où cette chute est moins rapide.

q	0	0	0	0	0	0	0	0	0
p (b,r)	3,90	3,90	4,00	4,00	4,10	4,20	4,30	4,40	4,50
t (mn,s)	0.00	0.30	1.00	2.00	3.15	3.45	4.10	4.30	5.00
OBS.	décl. ppe. encl. g.f	g.f	g.f	G;F	g.f	g.f	g.f	g.f	g.f

b (b,r)	4,60	4,85	4,97	5,00	5,10	5,20	5,25	5,20	5,00
t (mn,s)	5.30	6.00	6.30	6.45	7.15	7.45	7.50	8.15	8.45
q	0	0	0	0	0	0	0	q _{max}	q _{max}
OBS.	G;f	g.f	g.f	g?f	g.f	g.f	décl. g.f	p.f	encl. g.f

p (b,r)	4,90	4,80	4,70	4,60	4,50	4,40	4,35	4,24	4,10
t (mn,s)	9.15	10.00	11.00	12.15	13.08	13.45	13.52	14.30	15.00
q	q _{max}	q _{max}	q _{max}	0					
OBS.	g.f	g.f	g.f	g.f	g.f	encl. ppe. + g.f	g.f	décl. ppe. + g.f	g.f

Tableau n° III - 2

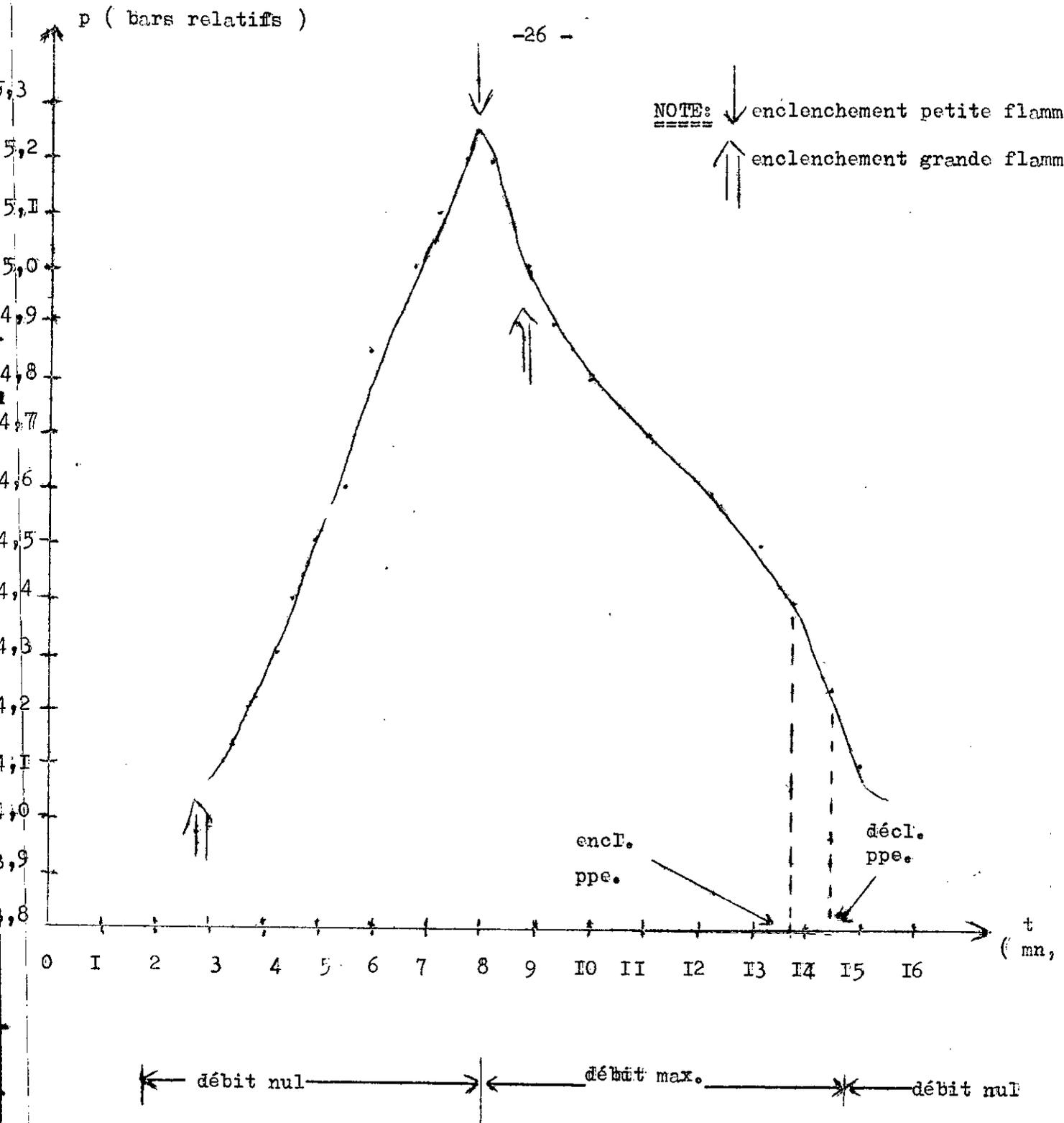


figure n° 3 - 7 : pression dans la chaudière en fonction du temps.

On remarque qu'au début la plage de pression entre le déclenchement et l'enclenchement de la grande flamme est d'environ 0,25 bars relatifs.

Mais avec le débit maximum de prise de vapeur et malgré la grande flamme la chute de pression continue; quoiqu'elle est moins rapide. D'où on peut noter l'insuffisance de la chaudière pour ce banc d'essai comme première conclusion.

L'interprétation de tous ces phénomènes nous conduit à la déduction du principe de fonctionnement du régulateur de pression. Pour comprendre ce fonctionnement on a supposé le schéma suivant :

voir figure n° 3 - 8 i

Dans cette figure on a noté :

S : soufflet

p_w : pression de vapeur

p_s : pression de sortie

p_a : pression d'alimentation

M_1 , M_2 : membranes

A_1 , A_2 : surfaces de M_1 et M_2

V : soupape

r : ressort

l : levier

R_1 : robinet commandé par la tige du régulateur de niveau

R_2 : robinet permettant le réglage du débit de la petite flamme

R_3 : vis pour réglage de la position de la plage entre l'enclenchement et le déclenchement de la grande flamme.

Pour expliquer le fonctionnement de ce régulateur on considère les cas suivants :

- R_1 fermé, le niveau est correcte :

(i) Si la pression de vapeur est importante, elle agira sur le soufflet qui fermera la vanne E. Sinon la vanne est totalement ouverte. Voir figure n° 3-8-1. Si E est complètement ouverte : c'est la grande flamme; et si E est fermée : c'est la petite flamme par R_2 . Il n'y a pas de position intermédiaire.

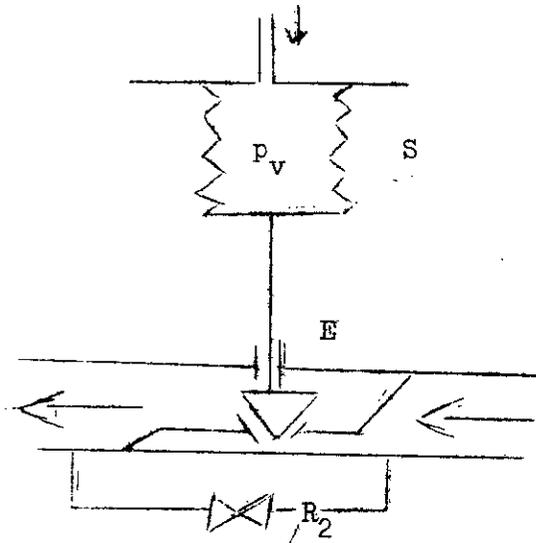


figure n° 3 - 8 - I

(ii) Si p_v n'est pas assez importante : la vanne E est légèrement fermée on aura alors $p_s < p_a$ et donc p_a agira sur la membrane M_2 et fermera complètement E : c'est une contre réaction positive . Voir figure n° 3-8-2

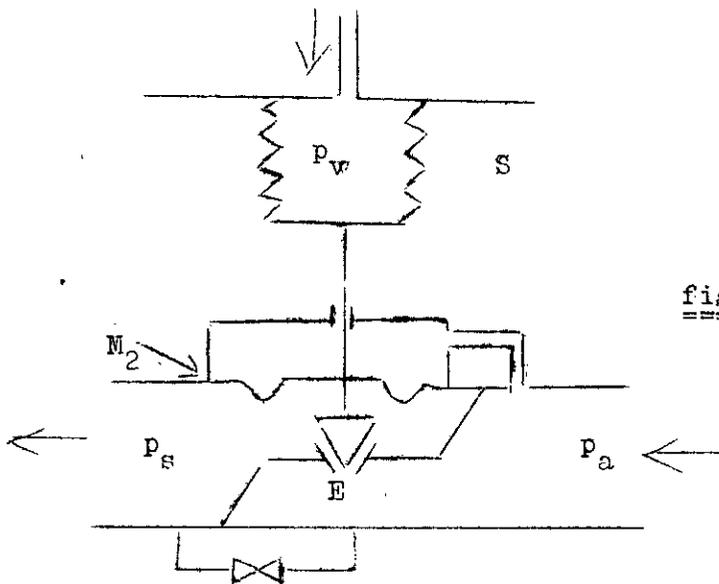


figure n° " 3-8-2

(ii') Maintenant si p_v diminue légèrement, alors il y a une petite ouverture de E. On avait avant $p_a > p_s$, mais maintenant p_a n'est pas trop supérieure alors M_2 sera soulevé et ainsi il s'ensuit toute une réaction positive qui ouvrira complètement la vanne E.

On voit donc clairement qu'il n'y a pas de position intermédiaire pour E.

- Action de surveillance :

Ici intervient l'action de surveillance commandée par le régulateur de niveau, qui dès que le niveau n'est pas à sa valeur admissible, il commande l'ouverture de R_1 . Il s'ensuit la fermeture de E et la petite flamme par R_2 . Le robinet R_1 fait la liaison entre le régulateur de niveau et le régulateur de pression. L'action de surveillance est commandée par le régulateur de niveau.

Voir figure n° 3-8.

Ecrivons maintenant l'équilibre des forces agissant dans le régulateur de pression :

En négligeant la force sur la soupape on peut écrire:

$$A_0 p_v + F + A_2 p_a = A_1 p_a + A_2 p_s .$$

où : A_0 : surface du soufflet

F : force due au ressort (r)

- pour le cas de la grande flamme on a $p_s = p_a$.

alors:

$$p_{v_{g.f}} = p_a \cdot (A_1 - A_2) \cdot \frac{1}{A_0} - \frac{F}{A_0} + \frac{A_2}{A_0} \cdot p_a$$

en remarquant que :

$$p_a \cdot \frac{(A_1 - A_2)}{A_0} - \frac{F}{A_0} \quad \text{reste sensiblement constant.}$$

- pour le cas de la petite flamme : $p_s = k \cdot p_a$;
avec $0 < k < 1$

$$p_{v.p.f} = p_a \cdot (A_I - A_2) \cdot \frac{I}{A_0} - \frac{F}{A_0} + \frac{A_2}{A_0} \cdot k \cdot p_a$$

alors on a :

$$p_{v.décl. g.f} > p_{v.encl. g.f}$$

donc si nous représentons p_v en fonction de la pression du gaz dans les brûleurs p_b ; on aura : figure n° 3 - 9 .

Mais si on fait intervenir l'action de surveillance on établit une nouvelle équation :

$$A_0 \cdot p_v + F + A_2 \cdot p_a = A_I \cdot p_a + A_2 \cdot p_s$$

On aura alors de nouveau :

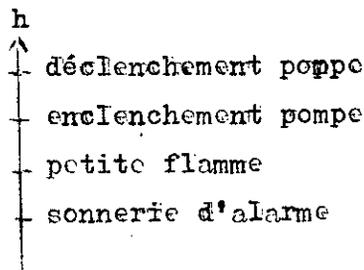
$$p_{v.g.f} = - p_a \cdot \frac{A_2}{A_0} - \frac{F}{A_0} + \frac{A_2}{A_0} \cdot p_a$$

et : $p_{v.g.f} = - \frac{F}{A_0}$ qui est une valeur négative.

Il est donc alors impossible d'avoir une grande flamme lorsque l'action de surveillance ouvre le robinet R_I .

Nous pouvons maintenant fixer approximativement , en fonction du niveau d'eau dans la chaudière, les principaux événements :

remarque: il s'agit
uniquement
de l'ordre .



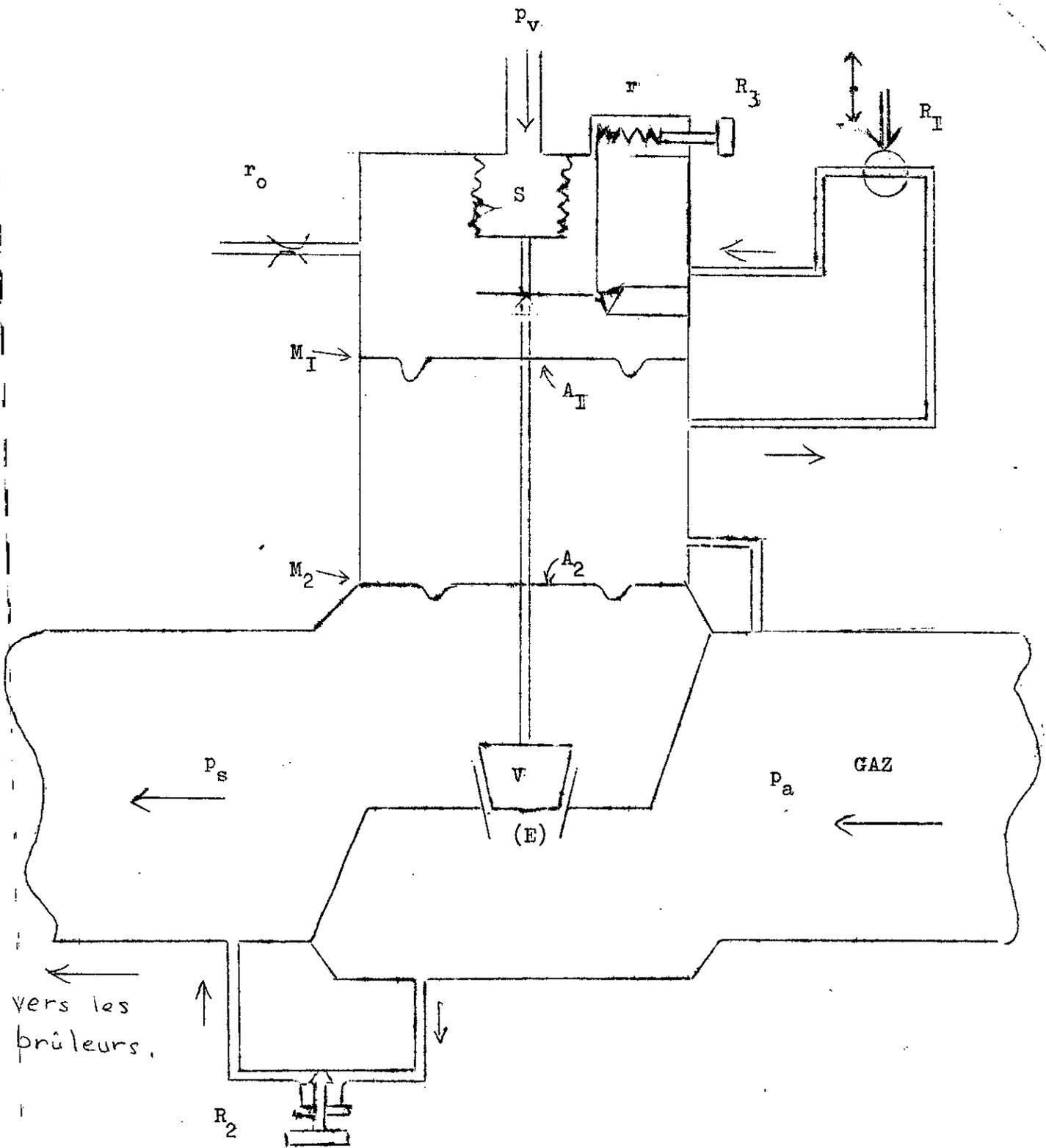


figure n° " 3 - 8 : Régulateur de pression.

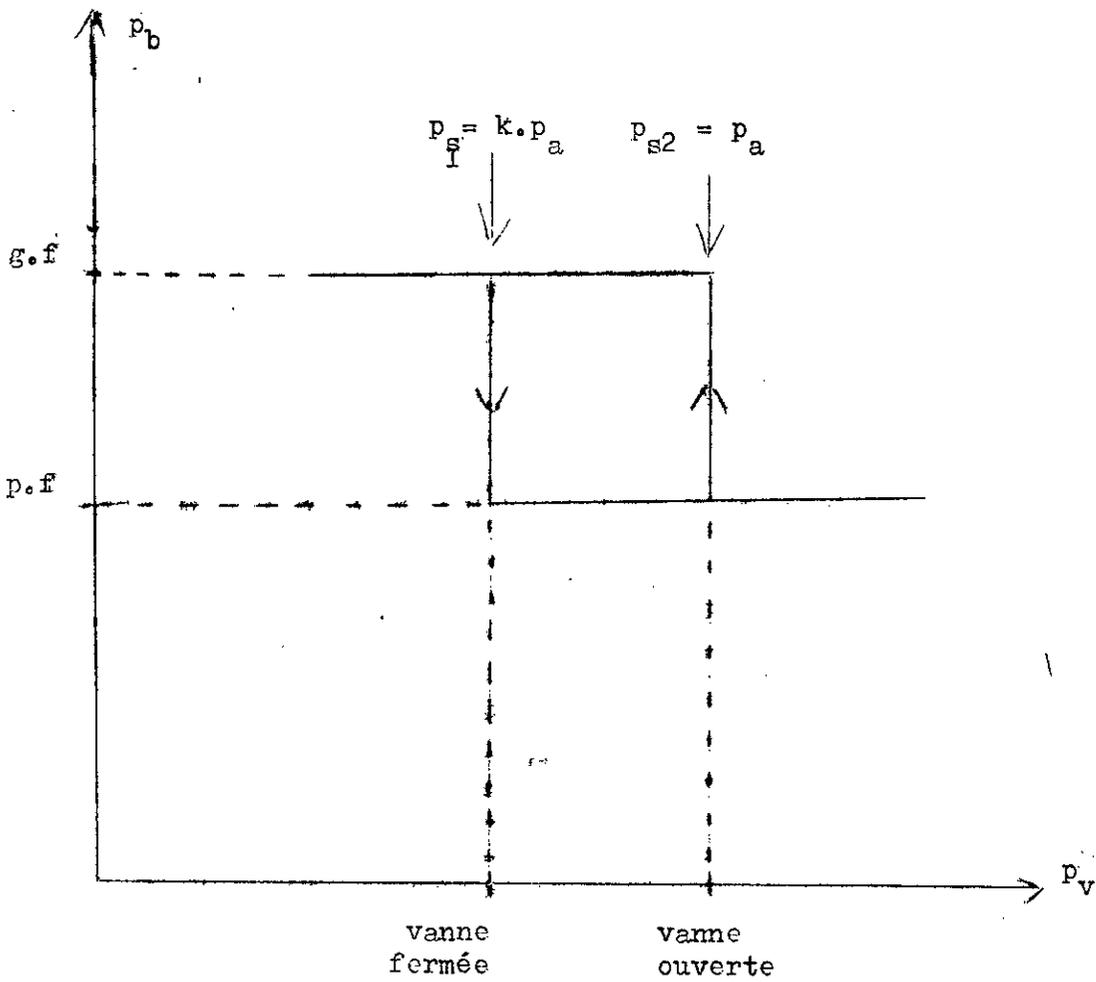


figure n° 3 - 9 : pression de vapeur en fonction de la pression dans les brûleurs.

III - 2 - 2 - b) : Pour le banc d'essai :

Après les essais sur la chaudière, on a vérifié le banc d'essai jusqu'à une pression de 7 bars relative .

Il y a apparition de fuites au niveau de la crémaillère de la sonde : donc le joint de cette dernière est défectueux. on a alors procédé à son changement. Pour cela on démonte le couvercle qui porte la sonde, (voir figure n° 3-10), ainsi que le flasque-guide et le presse joint. Le joint est fil en amiante qu'on enroule autour de la sonde et on respectera l'ordre des différentes pièces pour le montage, comme indiqué sur la figure n° 3-10

De plus on a procédé au débouchage de tous les orifices liés aux manomètres.

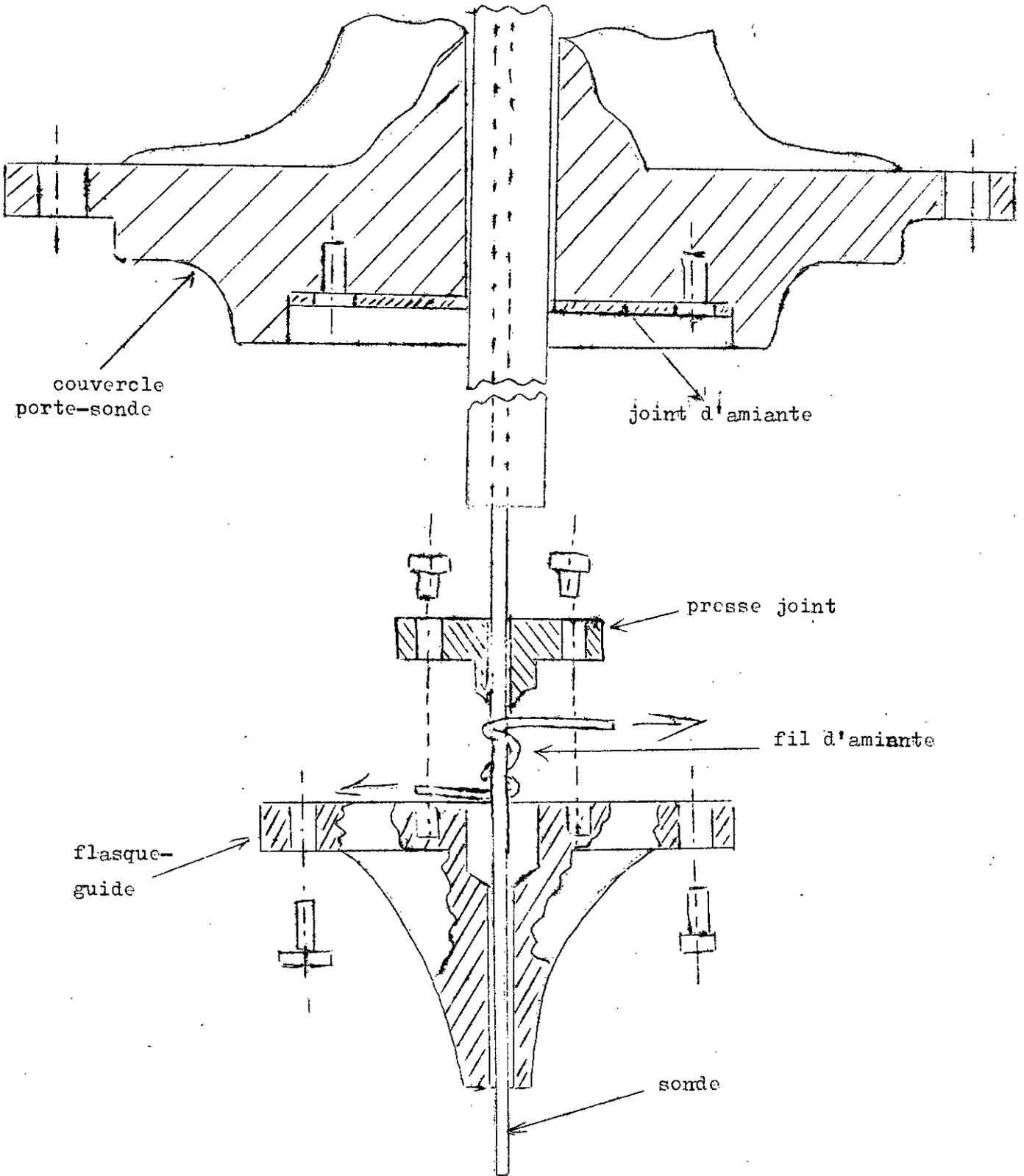


figure n° " 3-10 Joint d'étanchéité de la sonde.

IV - UTILISATION DE LA VAPEUR D'EAU.

A cette étape on peut dire que l'installation est prête à fonctionner correctement. On se propose alors d'évaluer la pression le long de la tuyère. Mais pour cela il est important de suivre certaines consignes pour le démarrage.

IV - I : Manipulations

a) Démarrage de la chaudière :

Tout d'abord il faut laisser le réservoir d'alimentation en eau se remplir complètement. Il est important de laisser le robinet principal d'alimentation ouvert pendant toute la manipulation. Ce robinet est commandé par un flotteur et dès que le niveau baissera il se remplira automatiquement. Puis il faut mettre la pompe en marche et s'assurer que la vanne de vidange de la chaudière est fermée. Pendant le remplissage ouvrir complètement la vanne de prise de vapeur pour évacuer l'air. Dès que la sonnerie d'alarme s'arrêtera, on allumera les brûleurs. La pompe continue à fonctionner jusqu'au niveau commandé par le régulateur de niveau qui déclenchera la pompe.

La montée en pression est lente (environ 2 heures). Il faut s'assurer donc que la vanne de prise de vapeur sera fermée ainsi que tous les robinets de fuites et de purges.

b) Utilisation du banc d'essai :

Lorsque la montée en pression est suffisante, on ouvre la vanne de prise de vapeur qui est reliée au banc. Sur ce banc d'essai, on fixera la pression génératrice (en amont) à une valeur constante en agissant en permanence sur la vanne d'alimentation en vapeur. Avec la sonde on relevera les pressions aux différents points de la tuyère, de l'aval vers l'amont, pour une ^{pression} aval fixée. Pour une

même pression génératrice on fixera plusieurs pressions^{en} aval .
Simultanément pour chaque écoulement, caractérisé par p_0 et p_1 , on prélèvera à la sortie du condenseur l'eau qui s'écoule pendant un certain temps. Il est important de s'assurer que l'eau de refroidissement circule normalement. On utilisera un chronomètre et un récipient pour récupérer l'eau condensée. Cette quantité d'eau condensée sera pesée ou mesurée avec un récipient gradué .

Comme on va le voir plus loin , la rapidité dans cette manipulation est primordiale afin que la pression ne chute pas en cours de manipulation. Il est donc clair qu'il faut au moins deux manipulateurs pendant les essais .

c) Mesure du titre de la vapeur humide:

Pour cela on ouvre modérément l'orifice du calorimètre à étranglement et pour chaque pression fixée on mesurera la température T_2 dans la chambre A du calorimètre . voir figure n° 4-3 . La théorie de ce calorimètre sera exposée plus loin .

IV - 2 : Mention de tous les essais et les résultats obtenus :

On procédera comme il a été cité ci-haut. On s'efforcera de fixer une pression génératrice $p_0 = 4$ bars relatifs en agissant sur la vanne d'alimentation. Les pressions en aval seront fixées en agissant sur la vanne d'évacuation vers le condenseur.

On prendra : $p_1 = 0 ; 0,75 ; 1 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 3,25 ; 3,75$ bars relatifs.

En allant de l'aval vers l'amont, on prendra dans chaque position numérotée de la sonde. Simultanément aussi on prendra, pour chaque pression en aval fixée, le volume d'eau condensée et le temps de remplissage. (Notons que chaque position de la sonde correspond à un déplacement de 2,54 mm.) .

On a alors obtenu les résultats suivants: voir tableau n° IV - I .

Sachant que les pressions sont en bars relatifs .

Tableau n° IV - I .

Positions m°	p _o = 4	4	4	4	4	4	4	4	4
29	p _I = 0	0,75	I	I,5	2	2,5	3	3,25	3,75
28	0	0,75	I	I,5	2	2,5	3	3,25	3,75
27	0	0,75	I	I,5	2	2,5	3	3,25	3,75
26	0	0,75	I	I,5	2	2,5	3,02	3,26	3,75
25	0	0,75	I	I,48	2	2,5	3,06	3,25	3,75
24	0	0,75	I	I,4	I,9	2,48	3	3,25	3,77
23	0,1	0,75	I,02	I,43	I,82	2,4	2,98	3,23	3,72
22	0,17	0,60	I,00	I,40	I,75	2,38	2,90	3,20	3,70
21	0,21	0,69	I,00	I,39	I,75	2,25	2,88	3,18	3,70
20	0,25	0,59	0,97	I,31	I,75	2,25	2,86	3,11	3,69
19	0,30	0,60	0,90	I,35	I,75	2,20	2,80	3,10	3,67
18	0,40	0,62	0,89	I,35	I,76	2,22	2,75	3,07	3,70
17	0,45	0,75	0,85	I,28	I,80	2,21	2,77	3,06	3,70
16	0,62	0,78	0,90	I,25	I,83	2,23	2,75	3,00	3,70
15	0,75	0,89	I,00	I,25	I,84	2,25	2,75	3,05	3,70
14	0,92	I,10	I,15	I,32	I,70	2,18	2,75	3,04	3,70
13	I,10	I,20	I,25	I,50	I,71	2,10	2,73	3,00	3,68
12	I,25	I,35	I,40	I,60	I,75	2,00	2,70	3,00	3,67
11	I,49	I,50	I,55	I,70	I,95	2,10	2,70	3,00	3,68

NOTE : Les pressions sont en bars relatifs.

Tableau n° IV - I : (suite)

Positions	$p_0 = 4$	4	4	4	4	4	4	4	4
10	1,62	1,75	1,70	1,80	2,10	2,10	2,75	3,05	3,70
9	1,75	1,90	1,10	2,00	2,25	2,25	2,75	3,10	3,73
8	2,50	2,50	2,70	2,75	2,75	2,80	3,20	3,30	3,84
7	3,50	3,50	3,60	3,50	3,50	3,60	3,75	3,90	4,07
6	3,75	3,85	3,80	3,75	4,00	3,80	4,00	4,00	4,10
5	3,90	3,92	3,97	3,90	4,07	3,85	4,10	4,05	4,15
4	4,00	4,00	3,99	3,90	4,10	4,00	4,10	4,05	4,20
3	4,00	4,00	4,000	4,00	4,10	4,00	4,10	4,05	4,10
2	4,00	4,00	4,00	4,00	4,10	4,00	4,10	4,05	4,10
1	4,00	4,00	4,00	4,00	4,10	4,00	4,10	4,05	4,10
30	4,00	4,00	4,00	4,00	4,10	4,00	4,10	4,05	4,10
T (° C)	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Volume (cm ³)	945	1210	805	930	840	803	290	705	630
t (mm, s)	2.16	2.55	1.56	2.12	2.14	1.55	0.50	2.04	2.38
Q (cm ³ /s)	6,94	6,90	6,94	7,02	6,24	6,93	5,80	5,60	3,97
$\frac{p_I}{p_0}$	0,20	0,35	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,85	0,95

NOTE: Ce dernier rapport représente le rapport des pressions absolues.

On trace la courbe $p = f(\text{position de la sonde})$ sur un même graphe (voir figure n° 4 - I). On remarque alors que l'allure de ces courbes ne fait pas très bien visualiser les ondes de choc, ni les régimes subsoniques pour les grandes valeurs de p_I . Cette situation nous rend très difficile la localisation du col. Mais approximativement, on le situe au niveau de la II^{ième} position .
C'est à dire pour une pression critique :

$$p_{cr. pr.} = 1,5 \text{ bars relatifs.}$$

Pour la vapeur saturée on a : $\gamma = 1,135$.

et donc :

$$\frac{p_{cr}}{p_o} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,577.$$

sachant que $p_o = 4 \text{ bars relatifs} = 5 \text{ bars absolus.}$

On aura : $p_{cr. th.} = 12,885 \text{ bars absolus.} = 1,885 \text{ bars relatifs.}$

On remarque déjà que : $p_{cr. th.} > p_{cr. pr.}$

Traçons maintenant la courbe du débit q en fonction du rapport des pressions en bars absolus p_I/p_o . Voir figure n° 4 - 2 .

Alors du graphe on peut déterminer le rapport p_{cr}/p_o .

On trouve :

$$\frac{p_{cr}}{p_o} = 0,52.$$

Sachant que $p_o = 5 \text{ bars relatifs}$; on tire une valeur de p_{cr} :

$$p_{cr} = 2,6 \text{ bars relatifs.} = 1,6 \text{ bars absolus.}$$

Cette valeur confirme le résultat précédent, c'est à dire:

$$p_{cr. th.} > p_{cr. pr.}$$

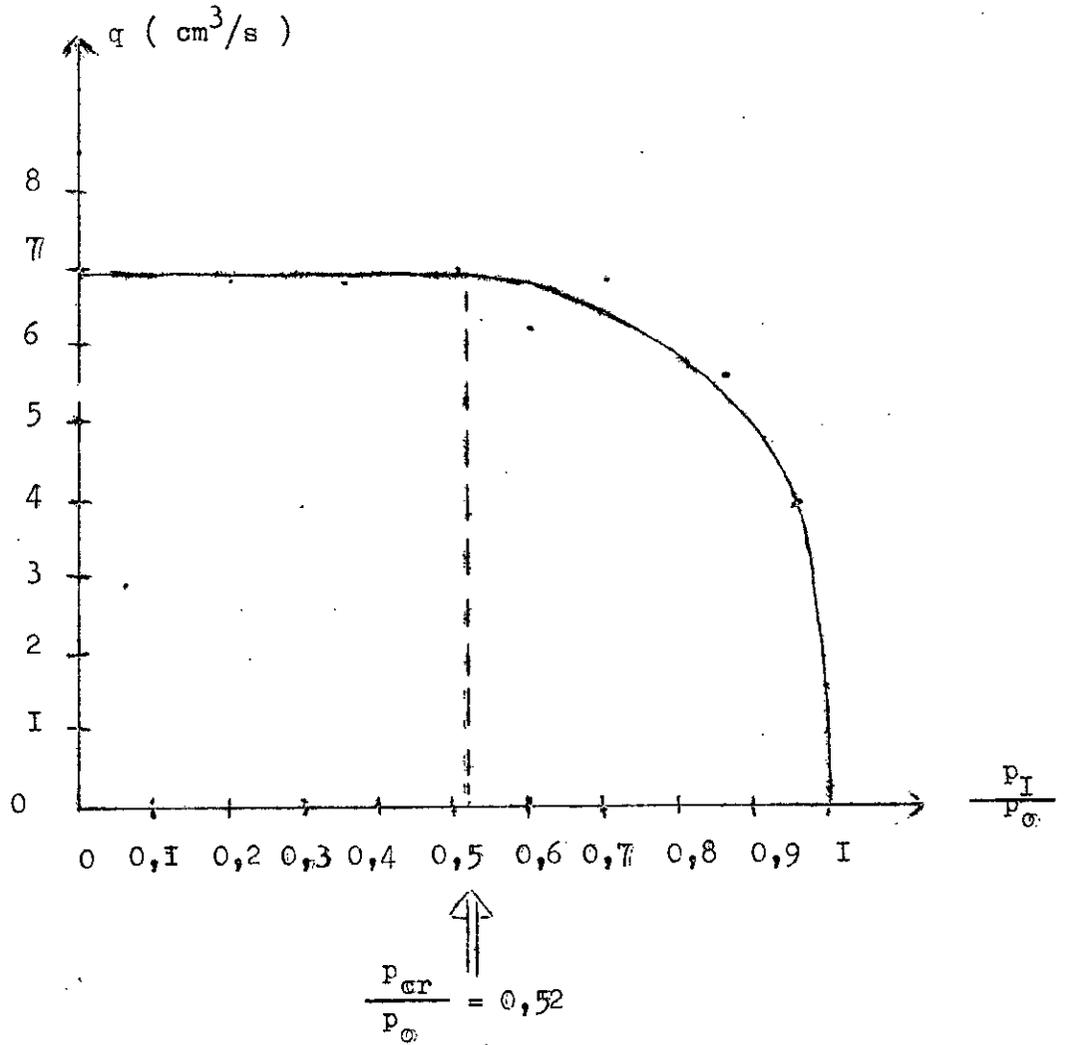


figure n° 4 - 2 : $q = f\left(\frac{p_I}{p_0}\right)$

Cette différence entre les deux pressions critiques pratique et théorique ; est due aux pertes de charge et éventuellement :

- au mauvais état de la sonde qui présente des courbures
- au mauvais état du trou de prise de pression de la sonde, qui peut avoir une influence dynamique sur la pression.

Pendant les essais on a relevé aussi la température T_2 dans le calorimètre. On remarque que cette température reste pratiquement constante est égale à 100°C . Or comme on va le voir plus loin, il faut que cette température dépasse les 100°C ; c'est à dire dépasse la température de la vapeur humide à la pression atmosphérique. La cause de cette stagnation de T_2 est due à la condensation de la vapeur dans la conduite de prise de vapeur. Il nous faut donc calorifuger cette conduite. Pour cela on la recouvre entièrement d'un isolant.

On refait les essais à différentes pressions et on relève les valeurs suivantes: tableau n° IV - 2 .

p(bars relt.)	5	4,5	4	3
T_2 (°C)	105,5	103	102	101,5

Pour bien comprendre comment déterminer le titre de la vapeur humide étudions le calorimètre:

Il est relié directement au réservoir amont de la tuyère. Il possède un orifice, à ouverture réglable, communiquant directement avec l'atmosphère. La vapeur est détendue à travers cet orifice qui joue le rôle d'un diaphragme; figure n° 4 - 3 .

La détente isenthalpique de la vapeur à travers cet orifice jusqu'à la pression p_2 provoque une légère surchauffe. Soient p_1, T_1 la pression et la température de la vapeur dans le réservoir et p_2, T_2 ses paramètres dans la chambre A. L'état initial de la vapeur est représenté sur le diagramme de Mollier par un point M(p_1, T_1). L'état final est représenté par le point N (p_2, T_2), sachant qu'on prendra $p_2 = P_{\text{atmosphérique}}$.

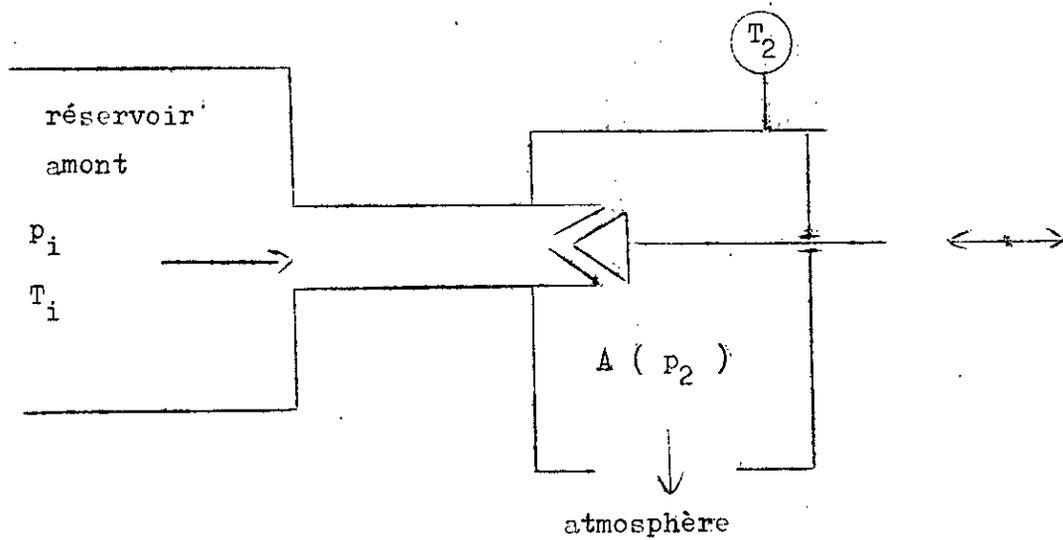
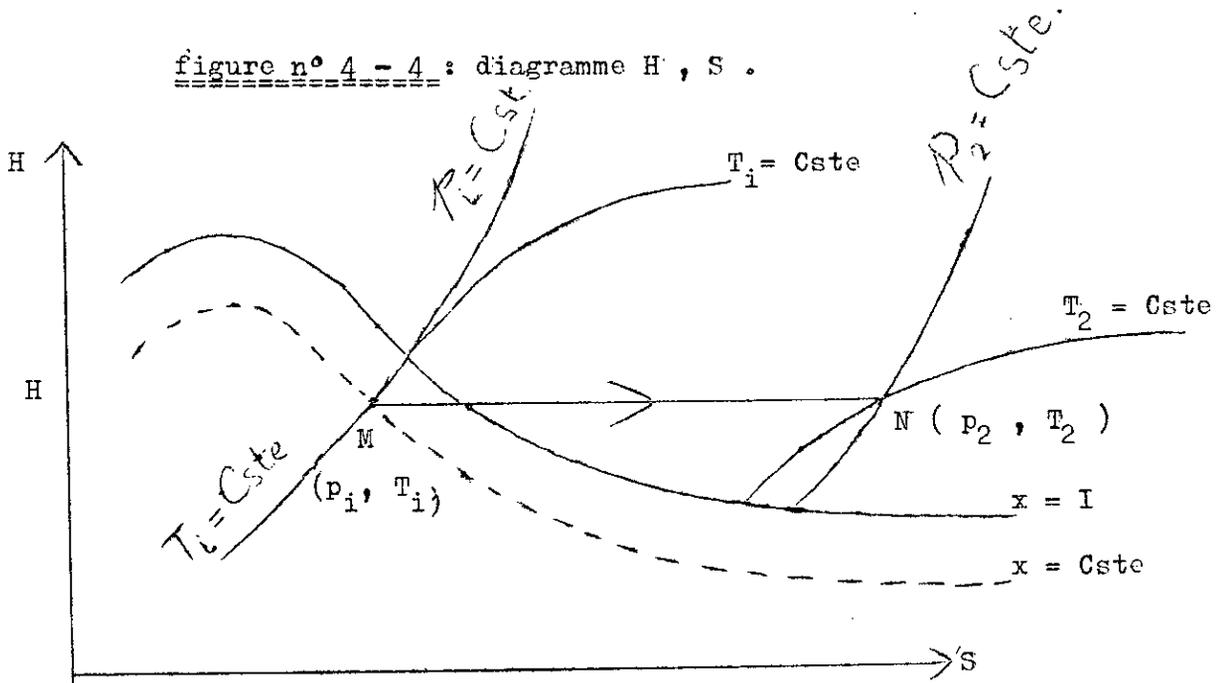


figure n° 4 - 3 : calorimètre à étranglement.

La détente isenthalpique est représentée par le segment MN. De la mesure de p_i , T_i , p_2 et T_2 on déduira facilement le titre (x) de la vapeur humide en utilisant le diagramme de Mollier :

La détermination de p_2 , T_2 permet de fixer le point N, d'où l'on déduit immédiatement le titre (x) de la vapeur humide. figure n° 4 - 4.

figure n° 4 - 4 : diagramme H, S .



On a obtenu les résultats suivants :

p_0 bars absolus	$p_2 = p_{atm.}$	T_2 (°C)	H (kcal/kg)	x
6	1,013	105,5	642,2	0,965
5,5	1,013	103	641,3	0,965
5	1,013	102	640,9	0,970
4	1,013	101,5	640,5	0,974

Tableau n° IV - 3

En résumé on notera que les essais de la tuyère avec la vapeur d'eau n'ont pas été très concluants. Il y a une insuffisance de la chaudière car il est très difficile de maintenir une pression génératrice constante durant tous les essais. Pendant chaque essai il y a une chute rapide de la pression et pour éviter cela il faut agir très rapidement avec plus d'un manipulateur. De plus après chaque essai il faut attendre beaucoup de temps pour l'augmentation de la pression. A cause des difficultés de démarrage de la chaudière (2 heures) et du danger que représente l'utilisation du gaz, ainsi que l'insuffisance de la chaudière et les mauvais résultats; on préfère remplacer la vapeur d'eau par l'air comprimé.

V - UTILISATION DE L' AIR COMPRIME

Les conclusions précédentes sur la chaudière nous ont amenées à remplacer la vapeur d'eau par l'air comprimé. On utilisera alors un compresseur. L'installation du banc d'essai reste pratiquement la même, sauf que le condenseur ne sera pas utilisé, mais par contre pour mesurer le débit, on utilisera un diaphragme. De plus on réalisera une liaison directe du compresseur vers le réservoir en amont de la tuyère.

V - I : Calcul du débit nécessaire:

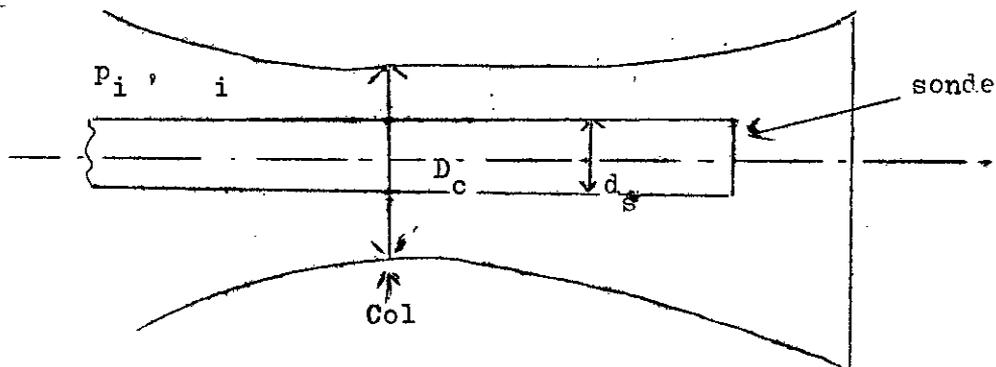
Pour connaître la capacité du compresseur à utiliser, nous devons calculer le débit nécessaire. C'est le débit maximum au niveau du col où l'écoulement devient sonique. Deux méthodes sont utilisées pour ce calcul :

a) - Méthode théorique:

On détermine le débit maximum pour une pression en amont $p_i = 5$ bars relt.

- Détermination de la section au col : on a la situation suivante:

figure n° 5-I



Le constructeur donne :

- diamètre de la sonde : $d_s = 3,353$ mm

- diamètre au col de la tuyère : $D_c = 4,785$ mm

Calculons la section transversale au niveau du col : (figure n° 5 -I)

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2$$

On trouve : $A_c = 9,152$ mm² .

Détermination de la masse volumique: l'air étant supposé gaz parfait alors:

$$\frac{p_i}{\rho_i} = r \cdot T_i \quad \text{avec } r = 287,1 \text{ J/kg} \cdot \text{°K} .$$

$$p_i = 6 \text{ bars absolus} \approx 6 \cdot 10^5 \text{ Pa} ; \quad T_i = 30^\circ\text{C} = 303 \text{ °K} .$$

$$\text{d'où : } \rho_i = \frac{p_i}{r \cdot T_i} = 6,897 \text{ Kg/m}^3 .$$

Le débit massique est donné par la formule: (pour l'air)

$$q_{mc} = 0,685 \sqrt{p_i \cdot \rho_i} \cdot A_c$$

$$\text{avec: } p_i \text{ en N/m}^2 ; \quad \rho_i \text{ en Kg/m}^3 ; \quad A_c \text{ en m}^2 ; \quad q_{mc} \text{ en Kg/s} .$$

$$\text{Alors: } q_{mc} = 0,0127 \text{ Kg/s} .$$

C'est le débit de la tuyère pour $p_i = 5$ bars relatifs.

b) - Méthode expérimentale :

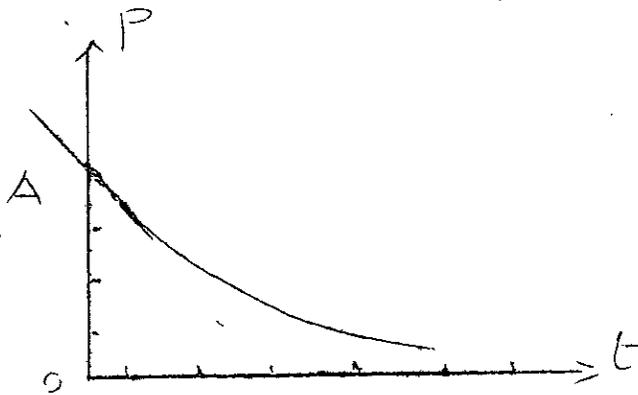
On se propose de calculer ce même débit par une méthode expérimentale.

On procédera alors de la façon suivante :

- On démarre le compresseur jusqu'à la pression $p_i = 5$ bars relatifs.
- sur le banc on ouvre la vanne d'évacuation
- dès que la pression remonte de nouveau à $p_i = 5$ bars relatifs, dans le compresseur et dans le réservoir en amont de la tuyère, on arrête le compresseur puis simultanément on met en marche un chronomètre. Toutes les 15 secondes on prendra alors la pression indiquée sur le manomètre en amont ; ainsi la pression commencera à diminuer de 5 bars relatifs à zéro. On aura la courbe suivante (figure n° 5-2) :
- Traçons la tangente au point A; et déterminant du graphe sa pente

$$\frac{dp}{dt} ;$$

figure n° 5-2



- L'air étant considéré comme un gaz parfait alors :

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T$$

V : le volume en m^3 ; T : la température en $^{\circ}K$

m : la masse en Kg ; r : la constante des gaz parfaits

$$r = 287,1 \text{ J/Kg} \cdot ^{\circ}K$$

d'où :

$$m = p \cdot \frac{V}{r \cdot T}$$

et alors :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dp}{dt} \cdot \frac{V}{r \cdot T}$$

- Résultats obtenus , tableau n° V - I :

P(b,r)	5,00	4,75	4,35	4,00	3,75	3,50	3,25	3,00	2,75	2,60	2,31	2,25
t (s)	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165

On tracera la courbe $p = f(t)$; figure n° 5-3.

De la courbe on tire $\frac{dp}{dt} = \frac{1,05 \cdot 10^5}{48}$ en $N/m^2 \cdot s$

Alors sachant que le reservoir du compresseur contient $V = 0,5 \text{ m}^3$
et à cette pression initiale il règne une température de $T = 303^{\circ}K$:

Alors :

$$\frac{dm}{dt} = 0,0125 \text{ Kg/s}$$

C'est la valeur du débit massique nécessaire déterminée pratiquement.

On remarque que cette valeur est proche de celle déterminée théoriquement.

V - 2 : Calcul du débit disponible :

C'est le débit fourni par le compresseur, qui doit être supérieur au débit nécessaire.

- a) - Méthode de calcul à partir de la puissance du compresseur :

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique d'une puissance de 7,4 KW

Alors on a : $P_{th} = W_{th} \cdot q_m$

avec q_m le débit massique et $W_{th} = C_p (T_2 - T_1)$ le travail théorique

Si nous supposons un rendement égal à 0,5; alors la puissance réelle

sera : $P_r = \frac{W_{th} \cdot q_m}{\eta}$

et finalement le débit massique sera : $q_m = \frac{P_r \cdot \eta}{W_{th}}$

Nous voulons atteindre à l'aide du compresseur une pression $p_2 = 5$ bars relatifs à partir de l'état initial $p_1 = 0$ bars relatif et $T_1 = 0^\circ C = 288^\circ K$

Alors ;
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \implies T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

On trouve $T_2 = 480,5^\circ K$

Et alors $W_{th} = C_p (T_2 - T_1)$ en prenant $C_p = 1$ KJ/Kg $^\circ K$ de l'air

on trouve $W_{th} = 195,53$ KJ/Kg

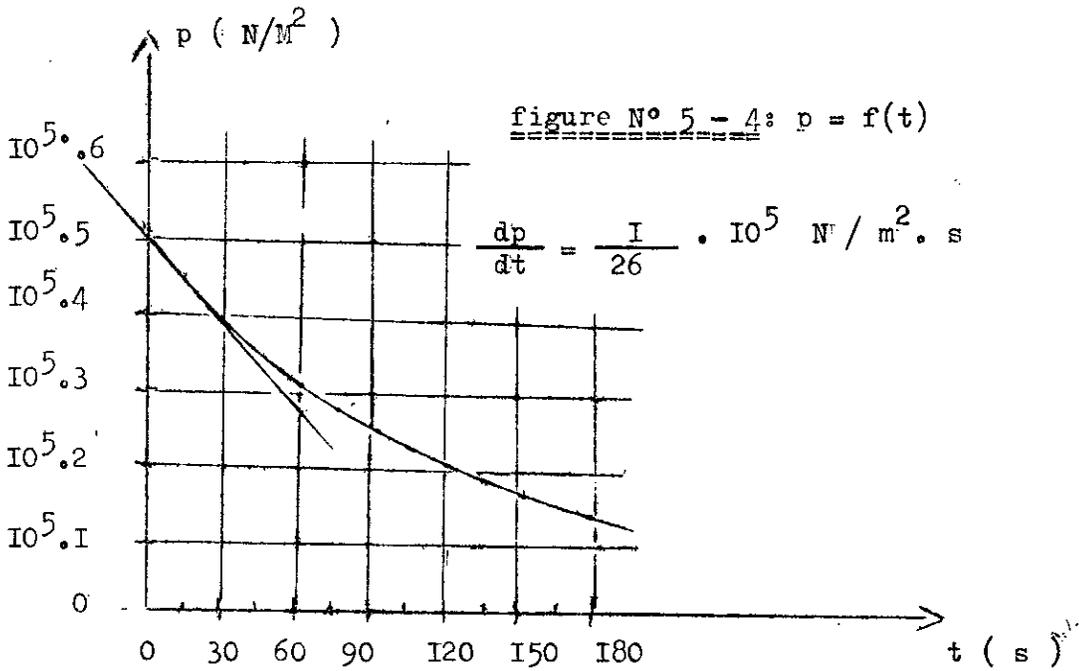
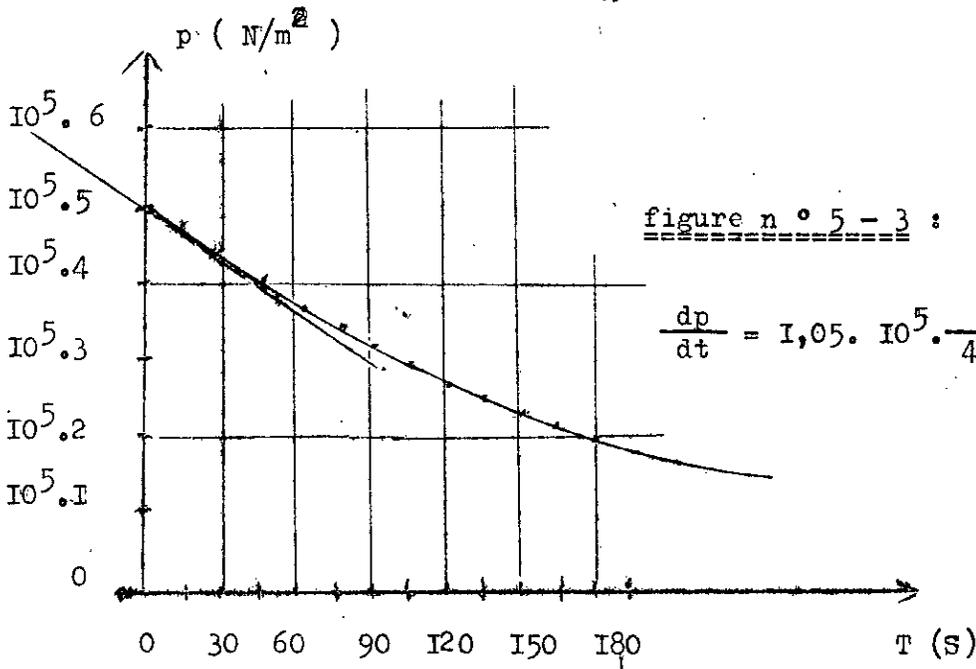
et finalement : $q_m = \frac{7,4 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{195,53 \cdot 10^3} = 0,0189$ Kg/s

- b) - Méthode expérimentale :

On procédera de la même manière que pour le débit exigé , sauf que pour ce cas l'évacuation se fera par une fuite crée spécialement, (une vanne démontée). La vanne d'évacuation en aval de la tuyère sera fermée et tout le débit sera engagé à travers cette fuite. On le fait à une pression de 5 bars relatifs.

Tableau n° V -2.

t(s)	0	15	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
p(b,r)	5,00	4,30	4,00	3,50	3,10	2,75	2,50	2,25	2,00	1,75	1,60	1,50



On trace la courbe de $p = f(t)$; voir figure n° 5 -4.

De la courbe on tire :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{26} \cdot 10^5 \text{ N/m}^2\text{s} \quad ; \quad \text{Alors } \frac{dm}{dt} = \frac{1}{26} \cdot 10^5 \cdot \frac{0,5}{287,1 \cdot 303}$$

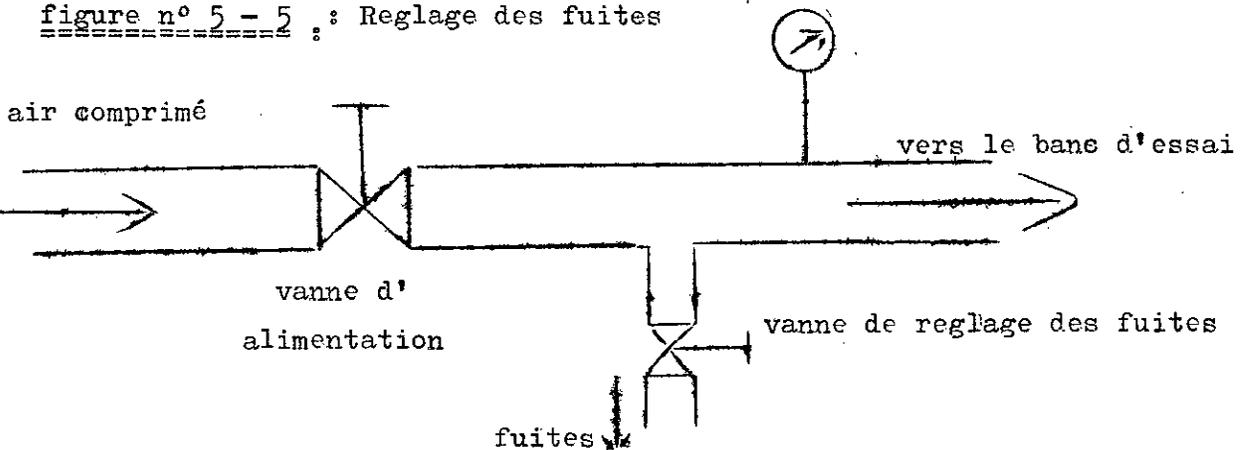
Et finalement : $\frac{dm}{dt} = 0,0221 \text{ Kg/s}$

On remarque que les deux résultats (débits) sont assez peu différents. Cette légère différence est due au fait que le rendement étant seulement supposé.

V - 3 : Mesures effectuées et résultats :

Pour prendre les mesures, on procédera de la même façon que pour la vapeur d'eau. On s'efforcera de fixer les pressions génératrices suivantes constantes : $p_0 = 6 ; 5$ bars relatifs. Pour chaque pression génératrice fixée on explorera les pressions en aval de 0 bar relatif à jusqu'à une valeur proche de celle de la pression génératrice correspondante. De plus pour mesurer le débit pendant chaque essai, on relevera la dénivellation, sur un manomètre à eau, crée par un diaphragme placé sur la conduite d'évacuation. Il est à remarquer que le maintien de la pression génératrice à une valeur constante est pratiquement impossible avec la vanne d'alimentation car le compresseur n'a pas d'interrupteur automatique. Alors pour cela on a crée des fuites réglables par lesquelles s'échappe tout le débit indésirable. (voir figure n° 5-5)

figure n° 5 - 5 : : Reglage des fuites



Ainsi pour maintenir la pression constante il faut agir sur la vanne de réglage des fuites.

On a obtenu les résultats suivants: voir tableaux ° V - 3 et ° V - 4

On trace alors les courbes qui ont la même pression génératrice sur un même graphe, voir figures n° 5 - 6 et 5 - 7.

- Pour le cas où $p_0 = 6$ bars relatifs : figure n° 5 - 6

D'après les courbes on situe le col aux environ de la 13^{ième} position.

Ce qui correspond à une pression critique $p_{cr. pr.} = 2,70$ bars relatifs.

Pour l'air on a $\gamma = 1,405$.

$$\text{alors } \frac{p_{cr}}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,527 ; \text{ en prenant } p_0 = 7 \text{ bars absolus}$$

et donc : $p_{cr. th.} = 3,689$ bars absolus = $2,689$ bars relatifs

On remarque alors que : $p_{cr. prat.} \approx p_{cr. th.}$

Ce qui est conforme avec la théorie.

- Pour le cas où $p_0 = 5$ bars relatifs : figure n° 5 - 7:

De la courbe on tire $p_{cr. pr.} = 2,21$ bars relatifs.

Or pour l'air on a $\gamma = 1,405$

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = 0,527 \implies p_{cr} = 0,527 \cdot (6) = 3,162 \text{ bars absolus}$$

Et alors $p_{cr. th.} = 2,162$ bars relatifs.

Ici encore on remarque que $p_{cr. th.} \approx p_{cr. prat.}$

DE ces deux cas le premier est le plus intéressant car sa courbe permet de bien de bien visualiser tous les phénomènes liés à la tuyère.

positions de la sonde	$p_0=6$	6	6	6	6	6	6	6	6	6
29	$P_I=0$	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,60
28	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,60
27	0,00	0,50	1,00	1,50	2,05	2,50	3,00	3,60	4,00	4,70
26	0,00	0,50	1,00	1,50	2,07	2,50	3,00	3,55	4,10	4,70
25	0,10	0,50	1,00	1,50	2,01	2,50	2,97	3,50	4,10	4,70
24	0,40	0,50	1,10	1,50	1,81	2,31	2,80	3,42	4,00	4,65
23	0,40	0,55	0,90	1,50	1,84	2,25	2,75	3,38	4,00	4,60
22	0,70	0,72	0,75	1,60	1,92	2,24	2,70	3,30	4,00	4,60
21	0,75	0,80	0,78	1,75	1,98	2,25	2,65	3,25	3,90	4,50
20	0,90	0,90	0,90	1,10	2,00	2,30	2,70	3,25	3,90	4,50
19	1,00	1,05	1,00	1,15	1,97	2,25	2,69	3,20	3,80	4,40
18	1,20	1,23	1,15	1,25	2,00	2,26	2,75	3,25	3,75	4,40
17	1,30	1,32	1,25	1,35	1,50	2,30	2,75	3,25	3,75	4,40
16	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	2,40	2,75	3,28	3,75	4,38
15	1,75	1,75	1,75	1,75	1,70	1,75	2,70	3,25	3,75	4,40
14	2,25	2,25	2,25	2,25	2,10	2,25	2,60	3,24	3,73	4,40
13	2,75	2,75	2,75	2,75	2,70	2,75	2,75	3,10	3,65	4,30

Tableau n° V - 3 : pression en fonction de la position de la sonde.

Note : la pression p_0 est en bars relatifs; p_I est en bars relatifs de même pour les autres pressions.

position de la sonde	$p_0=6$	6	6	6	6	6	6	6	6	6
I2	3,10	3,20	3,15	3,15	3,10	3,10	3,07	3,27	3,73	4,40
II	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	3,40	3,41	3,61	3,90	4,50
IO	3,70	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,80	4,00	4,60
9	3,90	4,00	4,00	3,90	4,00	4,00	4,00	4,00	4,20	4,70
8	4,50	4,62	4,60	4,57	4,75	4,60	4,65	4,70	4,70	5,10
7	5,80	5,90	5,85	5,85	5,85	5,75	5,80	5,90	5,85	6,00
6	6,00	6,10	6,10	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
5	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
4	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
3	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
2	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
I	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
30	6,10	6,10	6,10	6,00	6,10	6,00	6,00	6,00	6,10	6,00
Δp (cm) (eau)	6,10	6,10	6,00	5,80	6,20	6,16	6,00	5,90	5,60	4,66

Tableau n° V - 3 : (suite)

position de la sonde	$p_0=5$ (b,r)	5	5	5	5	5	5	5	5	5
29	$p_I=0$	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,25
28	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,25
27	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,25
26	0,00	0,50	1,00	1,50	2,03	2,50	3,11	3,50	4,03	4,30
25	0,00	0,50	1,00	1,48	2,00	2,49	3,10	3,50	4,03	4,30
24	0,25	0,40	1,00	1,36	1,90	2,40	3,01	3,50	4,00	4,30
23	0,30	0,38	1,10	1,41	1,76	2,25	2,97	3,41	4,00	4,25
22	0,40	0,40	1,25	1,50	1,76	2,23	2,90	3,41	4,00	4,25
21	0,50	0,50	1,00	1,50	1,80	2,19	2,81	3,40	3,97	4,25
20	0,60	0,60	0,75	1,52	1,90	2,25	2,75	3,39	3,96	4,25
19	0,75	0,75	0,75	1,54	1,82	2,25	2,75	3,30	3,90	4,25
18	0,80	0,80	0,85	1,24	1,90	2,25	2,75	3,25	3,85	4,20
17	1,00	1,00	1,00	1,10	1,86	2,25	2,75	3,25	3,80	4,19
16	1,10	1,10	1,15	1,20	1,75	2,21	2,74	3,25	3,80	4,20
15	1,25	1,25	1,28	1,31	1,40	2,21	2,73	3,30	3,82	4,20
14	1,65	1,70	1,75	1,75	1,80	2,10	2,66	3,25	3,80	4,18
13	2,10	2,20	2,22	2,24	2,25	2,25	2,60	3,21	3,80	4,16
12	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,60	2,75	3,26	3,81	4,17
11	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	3,00	3,40	3,90	4,20

Tableau n° V - 4 : pression en fonction de la sonde ; p_0 est en bars relatifs; p_I en bars relatifs et de même pour les autres pressions.

posit. sonde	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
10	3,05	3,10	3,10	3,00	3,10	3,10	3,11	3,50	3,92	4,25
9	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,60	4,00	4,30
8	3,83	3,75	3,75	3,91	3,75	4,00	4,00	4,25	4,40	4,56
7	4,80	4,85	4,85	4,89	4,85	4,90	4,90	4,99	4,98	5,00
6	5,00	5,10	5,08	5,06	5,00	5,00	5,05	5,00	5,00	5,00
5	5,00	5,10	5,08	5,06	5,00	5,00	5,05	5,00	5,00	5,00
4	5,00	5,10	5,08	5,06	5,00	5,00	5,05	5,00	5,00	5,00
3	5,00	5,10	5,08	5,06	5,00	5,00	5,05	5,00	5,00	5,00
2	5,00	5,10	5,06	5,06	5,00	5,00	5,05	5,00	5,10	5,09
I	5,00	5,10	5,07	5,09	5,00	5,05	5,06	5,04	5,06	5,08
30	5,00	5,07	5,06	5,08	5,00	5,05	5,05	5,00	5,00	5,05
Δp (cm) <i>can</i>	4,50	4,40	4,40	4,40	4,32	4,30	4,20	3,84	3,10	2,50

Tableau n° V - 4: (suite)

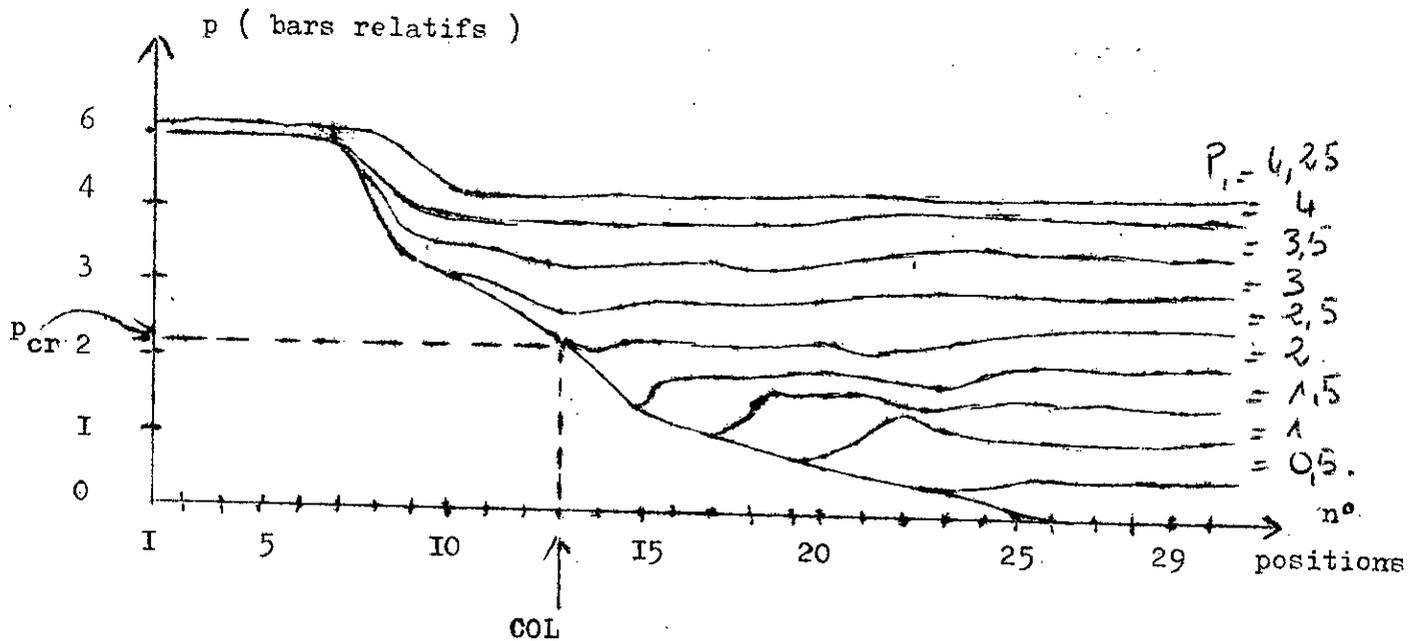
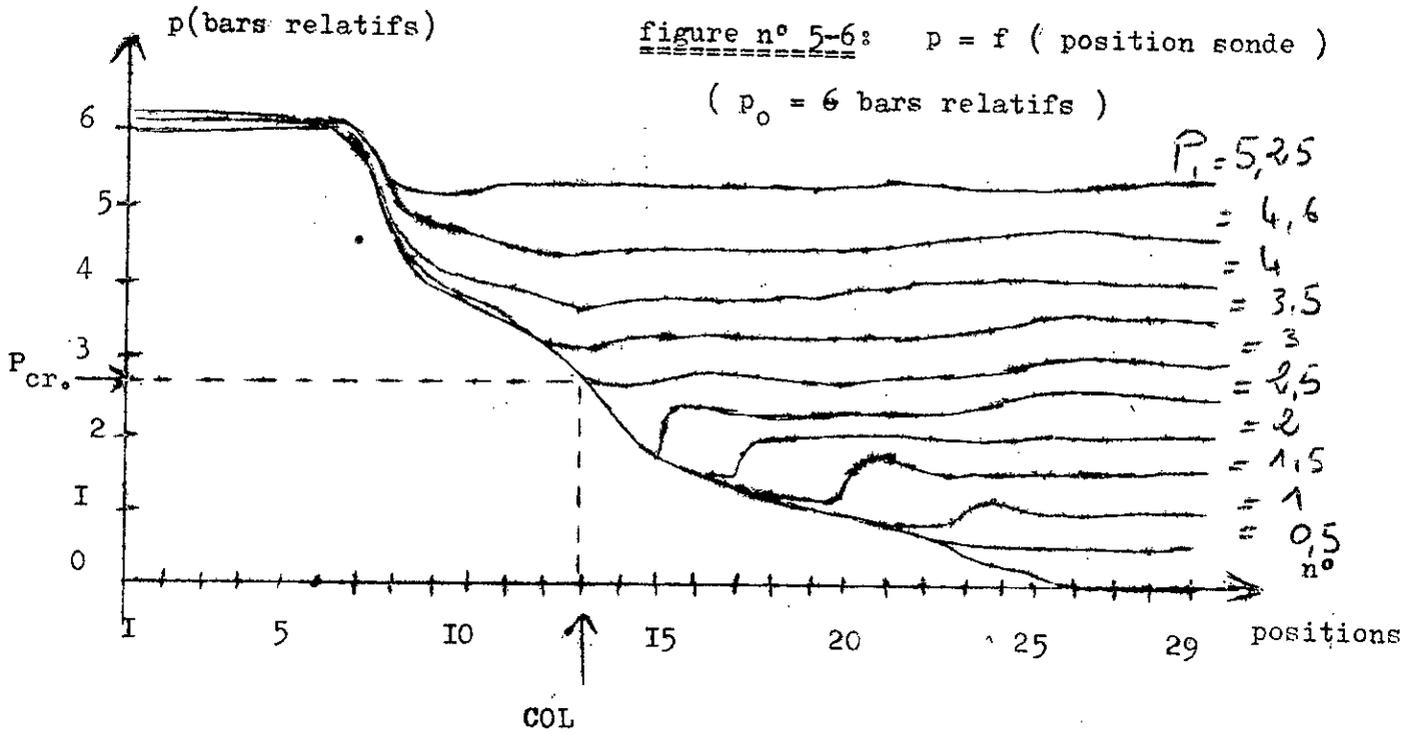


figure n° 5 - 7 : $p = f$ (positions sonde)
($p_0 = 5$ bars relatifs)

Étudions maintenant la courbe du débit en fonction du rapport des pressions absolus.

Le débit est mesuré par un diaphragme qu'on a recalculé selon les normes Françaises X IO - IO2 . Le dessin de ce diaphragme est représenté sur le schéma du banc d'essai. Le débit est déterminé grâce à la variation de pression créée justement par ce diaphragme .

La relation entre eux est donnée par le coefficient de débit (α) :

q_m : débit massique

d : diamètre de l'orifice du diaphragme.

p_I : pression en amont.

Δp : variation de pression.

$$\alpha = \frac{q_m}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_I}} \quad (I)$$

Ce coefficient de débit (α) est donné en fonction du nombre de Reynolds:

R_{eD} : rapporté à l'état amont du fluide.

$$R_{eD} = \frac{u \cdot D}{\nu}$$

avec : u : vitesse du fluide

D : diamètre intérieur tuyauterie

ν : viscosité cinématique du fluide

(α) est aussi en fonction du rapport des diamètres: $\beta = \frac{d}{D}$.

Pour notre cas : $d = 27,012$ mm et $D = 76$ mm, alors $\beta = 0,36$.

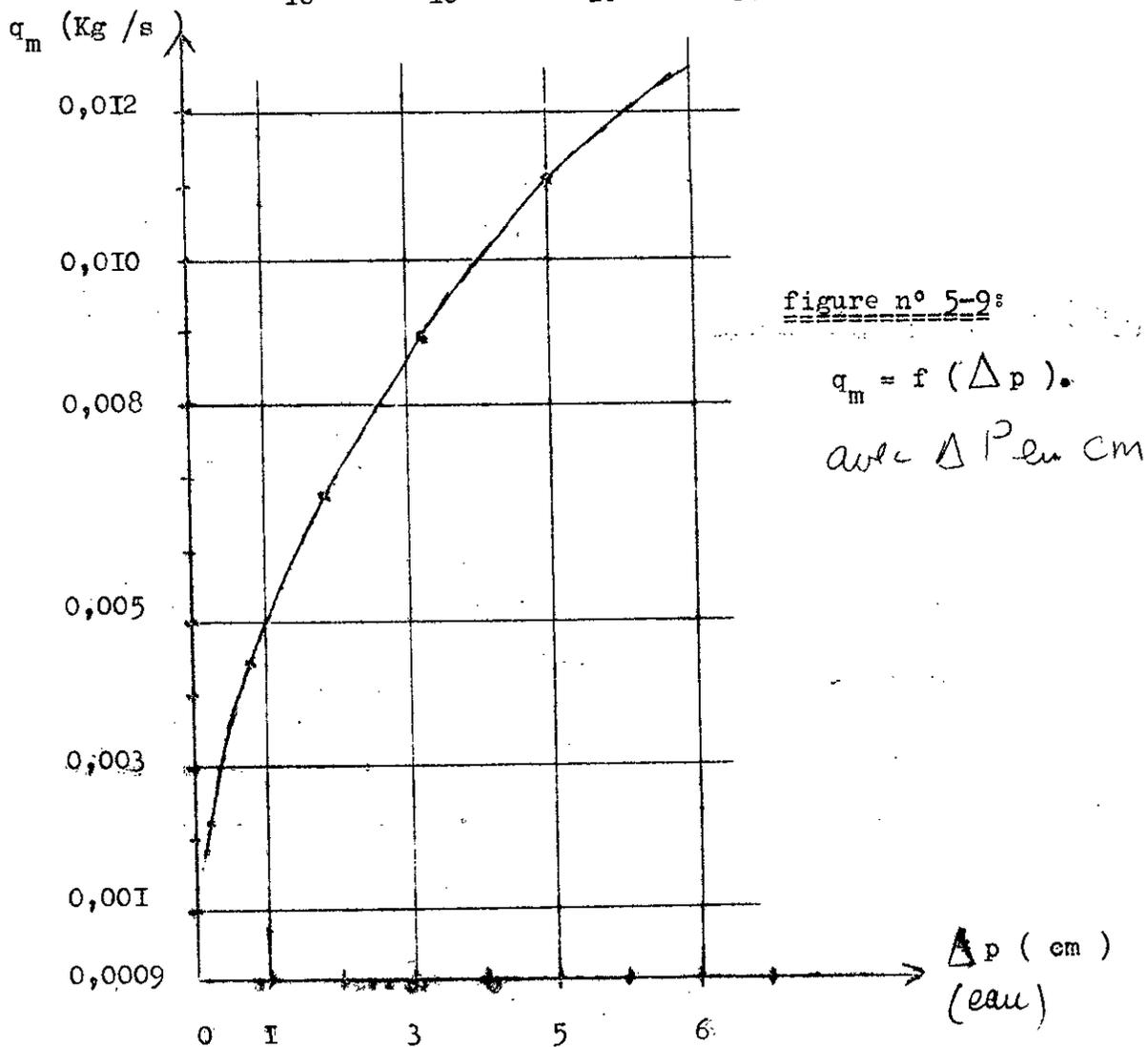
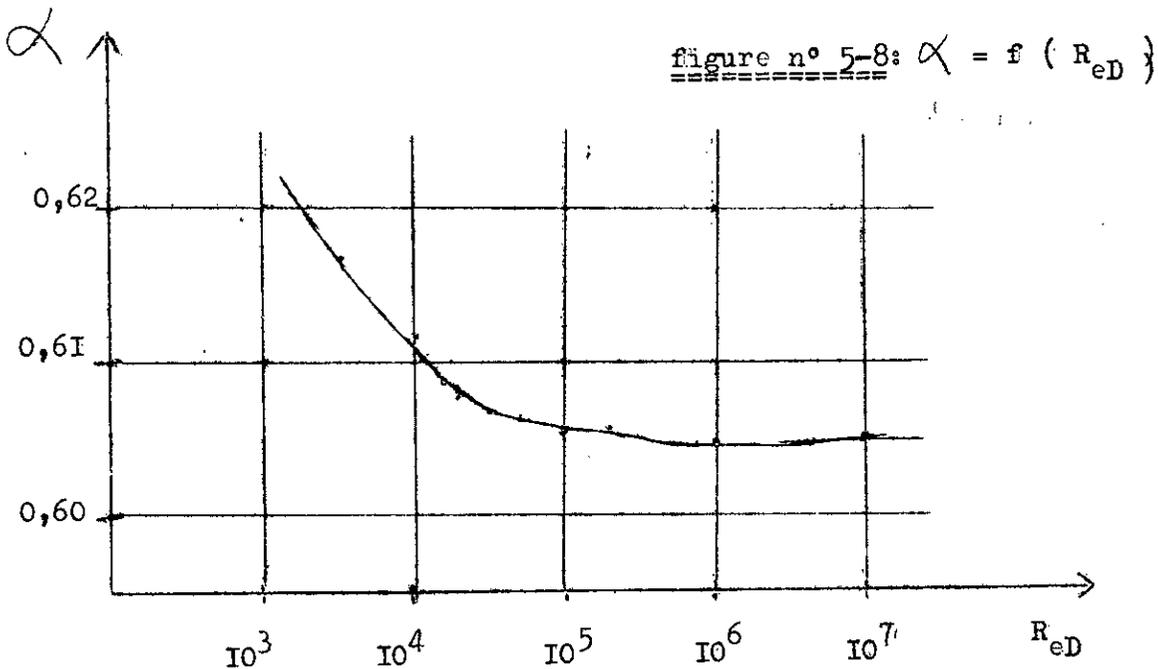
La figure n° 5 - 8 représente $\alpha = f(R_{eD})$; pour $\beta = 0,36$; selon les NF . X IO - IO2 .

On avait trouvé par la méthode expérimentale un débit $q_{mc} = 0,0125$ Kg / s. Calculons d'abord la vitesse du fluide pour ce même débit dans la tuyauterie d'évacuation, ($D = 76$ mm) .

On a :

$$q_v = u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad \text{et} \quad q_v = \frac{q_m}{\rho}$$

$$u = \frac{q_m}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2} \quad ; \quad \text{avec} \quad \rho = 1,22 \text{ Kg} / \text{m}^3 \quad ; \quad \text{masse volumique de l'air.}$$



Alors :
$$u = \frac{0,0125 \cdot \pi}{1,22 \cdot 4} \cdot 0,076^2 = 2,259 \text{ m / s}$$

Trouvons adors le nombre de Reynolds pour cette vitesse :

$$R_{eD} = \frac{u \cdot D}{\nu} ; \quad \text{si la viscosité cinématique de l'air est:}$$

$$\nu = 1,48 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{à } t = 20 \text{ }^\circ\text{C} .$$

donc :
$$R_{eD} = \frac{2,259 \cdot 0,076}{1,48 \cdot 10^{-5}} = 1,16 \cdot 10^4$$

En comparant ce résultat , qui est calculé pour un débit maximum, avec la courbe de $\alpha = f(R_{eD})$, (voir figure n° 5 - 8); on le situera au niveau où α n'est pas constante. Alors la courbe $q \sim \alpha \sqrt{\Delta p}$ ne se ra pas parabolique donc on va déterminer graphiquement les variations de q en fonction de Δp . Pour celà on calculera pour différentes vitesses le nombre de REynolds correspondant, et après on tirera en fonction de ce nombre le α correspondant par la formule :

$$q_m = \rho \cdot u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 .$$

et après le Δp par la formule (I) .

On a alors le tableau suivant : (tableau n° V - 5) qui nous déterminera après calcul, α en fonction de Δp .

La figure n° 5 - 9 représente q_m en fonction de Δp en (cm) .

En utilisant la figure N ° 5 - 9 et les tableaux n° V-3 et V-4; on tracera les graphes du débit en fonction du rapport des pressions absolus p_1/p_0 . (voir figures n° 5 - 10 et n° 5 - 11) .

De ces deux courbes on tire les rapports critiques :

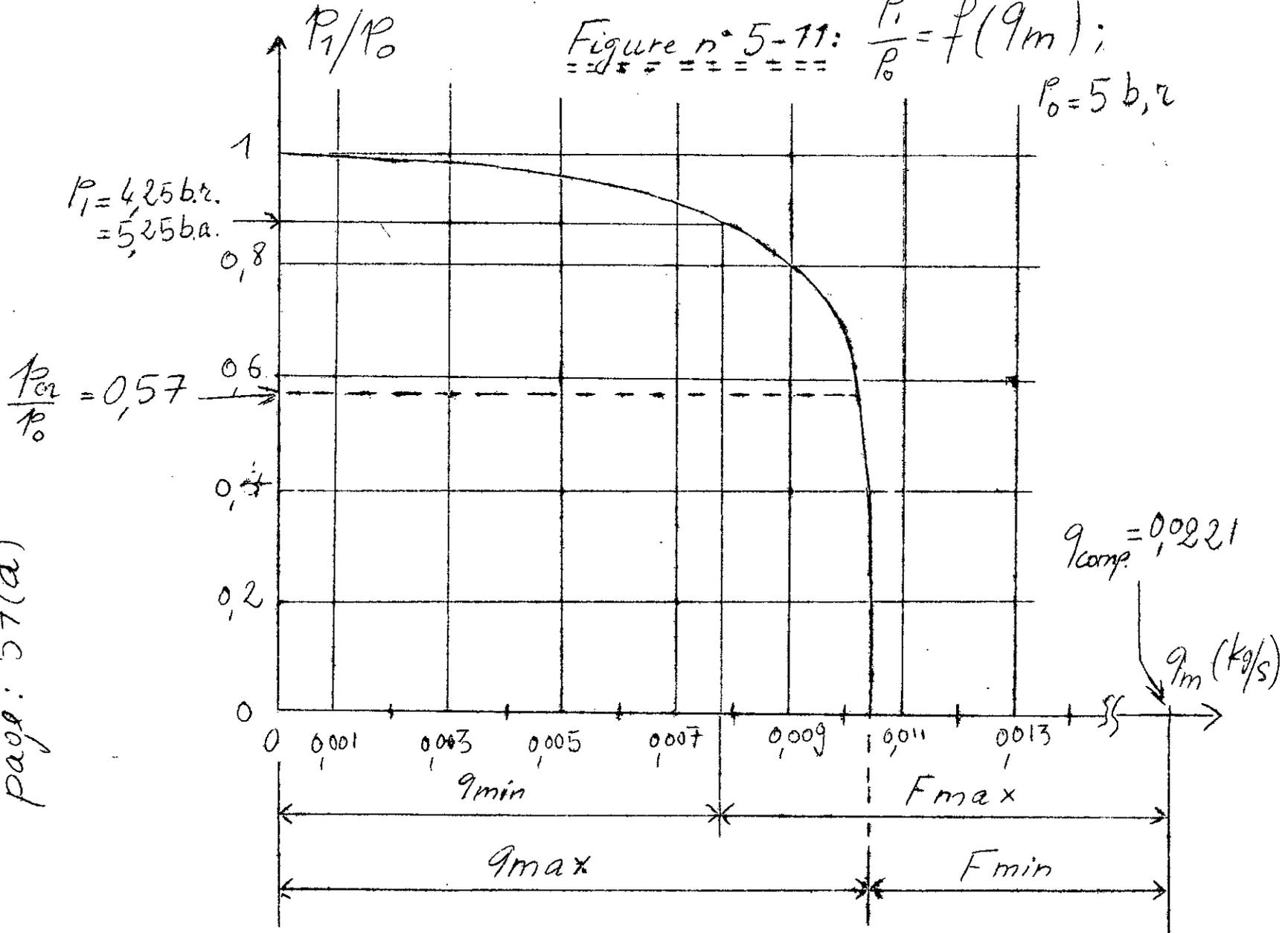
- Cas où $p_0 = 6$ bars relatifs : (figure n° 5 - 10) :

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = 0,570 \quad \implies \quad p_{cr.} = 0,57 \cdot (7) = 3,99 \text{ bars absolus.}$$

Donc $p_{cr.} = 2,99$ bars relatifs.

page: 57(a)

Figure n° 5-11: $\frac{P_1}{P_0} = f(\dot{q}_m)$;
 $P_0 = 5 \text{ bar}$



$P_1 = 4.25 \text{ bar}$
 $= 5.25 \text{ bar}$

$\frac{P_1}{P_0} = 0.57$

$\dot{q}_{comp} = 0.0221$

\dot{q}_m (kg/s)

page n° 57 b. -

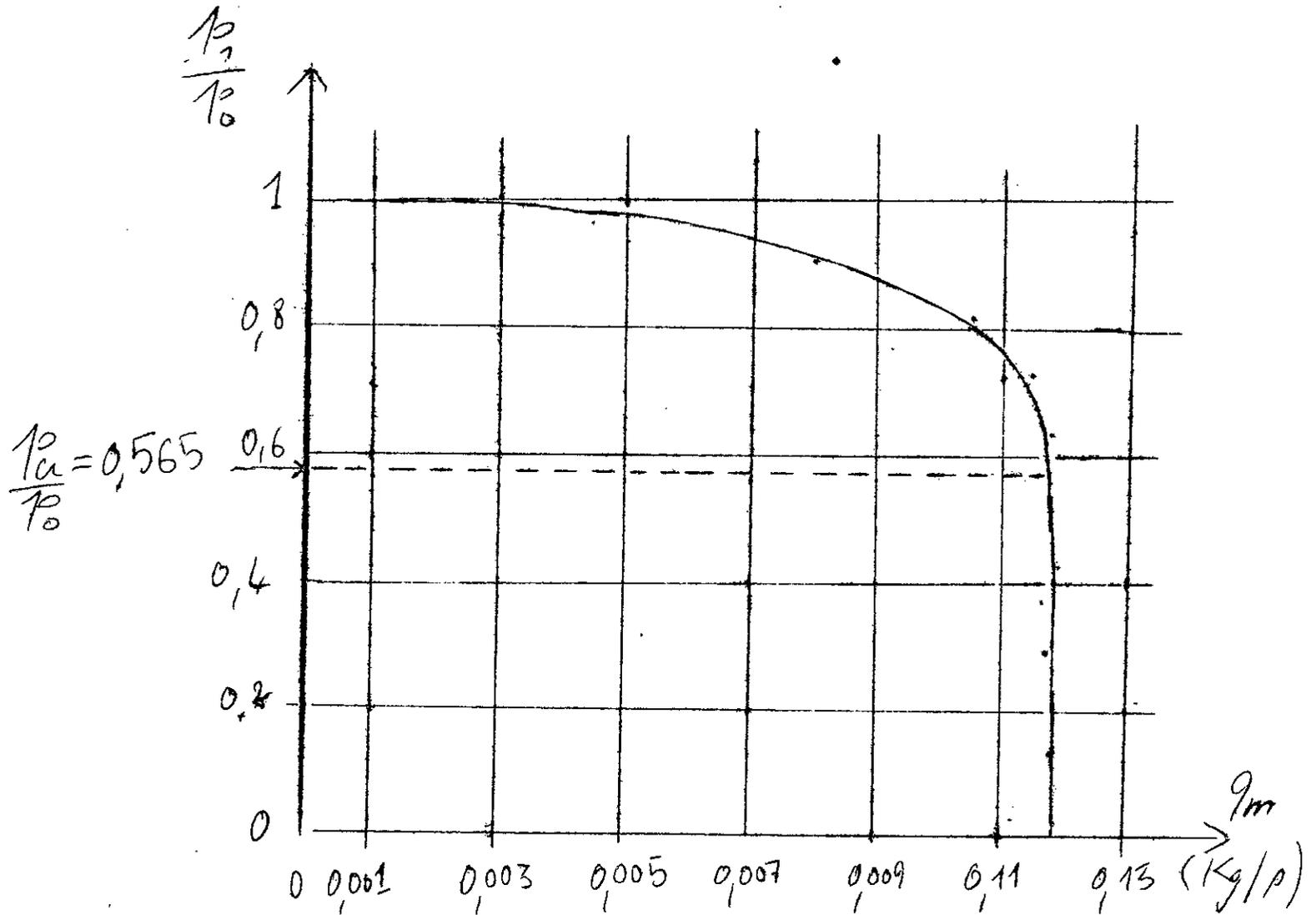


Figure n° 5-10: $\frac{P_1}{P_0} = f\left(\frac{P}{P_0}\right)$; $P_0 = 6$ bars relatifs.

- Cas où $p_0 = 5$ bars relatifs :

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = 0,565 \implies p_{cr} = 0,565 \cdot (6) = 3,39 \text{ bars absolus.}$$

et donc $p_{cr} = 2,39$ bars relatifs .

u (m/s)	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0
Re_D	$2 \cdot 10^3$	$4,1 \cdot 10^3$	$6,1 \cdot 10^3$	$8,2 \cdot 10^3$	$1,0 \cdot 10^4$
α	0,6210	0,6175	0,6155	0,6130	0,6118
q_m ($\frac{m}{kg/s}$)	0,0022	0,0044	0,0067	0,0073	0,0090
Δp (Pa)	19,11	77,29	180,38	320,89	492,12
p (cm)	0,195	0,787	1,837	3,258	5,02

Tableau n° V - 5 : q_m fonction de Δp en (cm)

On remarque alors que les valeurs des pressions critiques ne sont pas exactement égales à celles déterminées auparavant. La petite différence entre eux serait probablement due aux erreurs de mesure et de lecture de la différence de pression sur le manomètre à eau. Mais l'allure de ces courbes reste conforme avec la théorie.

En conclusion je noterai que les essais avec l'air comprimé ont été très concluant puisque d'une part on a obtenu des résultats très satisfaisant et d'autre part, on a surtout pu visualiser tous les phénomènes relatifs à l'écoulement à travers une tuyère.

VI - REGULATION AUTOMATIQUE .

On se propose dans cette partie de remplacer la vanne manuelle de réglage des fuites par une vanne automatique commandée par un servomoteur. Ce servomoteur est dirigé par un régulateur pneumatique. Le but d'utilisation d'une vanne des fuites est de permettre la maintenir à une valeur constante de la pression p_0 en amont de la tuyère en faisant évacuer tout le débit indésirable, (c'est à dire celui qui fera augmenter cette pression), en agissant sur cette vanne des fuites. Le but de la régulation automatique est donc de régler automatiquement l'ouverture de cette vanne. Elle sera alors commandée par un servomoteur qui l'ouvrira en cas de besoin. Ce servomoteur est dirigé par un régulateur pneumatique à action proportionnelle et intégrale qui recevra son signal par un capteur branché en amont dans la conduite d' alimentation. La boucle de régulation est représentée sur la figure N° 6-I . De plus l'absence d'interrupteur automatique sur le compresseur nous oblige à utiliser un système de réglage des fuites.

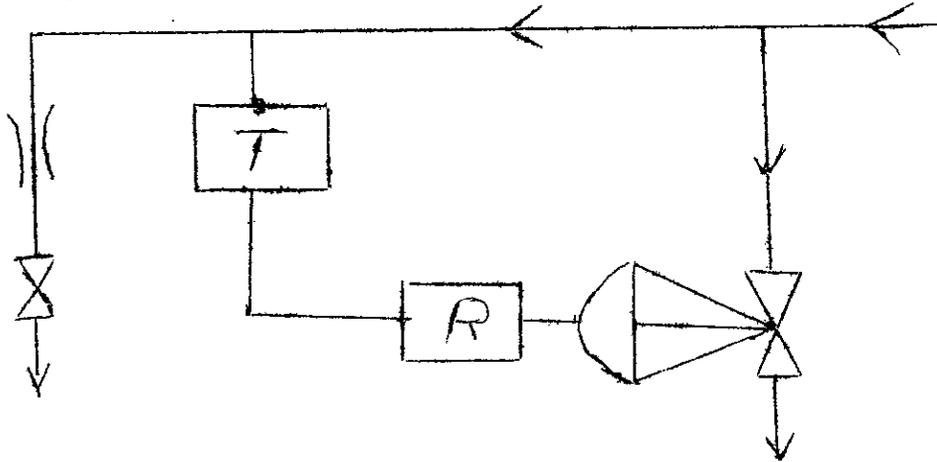


figure n° 6 - I : boucle de régulation

VI - I : Calcul de la vanne automatique :

Le calcul de la vanne se fera à partir de son K_v que nous définissons :

K_v : Grandeur caractéristique de vanne, qui exprime un débit en m^3/h de l'eau; généralement dans un fluide de masse volumique $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

et de viscosité cinématique $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; quand la chute de pression est de 1 bar.

La grandeur employée aux USA est le C_v .

$$1 C_v = 1,17 K_v \text{ et } 1 K_v = 0,86 C_v$$

Le catalogue Siemens MP34 nous donne la formule du K_v pour un gaz :

$$K_v = \frac{2 \cdot Q_N}{514 \cdot p_I} \cdot \sqrt{\rho_N \cdot T_I}$$

avec: Q_N : le débit volumique du gaz pris dans les conditions normales de pression et de température.

p_I = pression absolue en amont de la vanne;

ρ_N : masse volumique du gaz dans les conditions normales;

T_I : température en amont de la vanne.

On fera l'étude pour le cas où $p_o = 5$ bars relatifs. De la courbe des pression en fonction du débit nous déterminerons le débit maximum des fuites et le débit minimum: respectivement F_{\max} et F_{\min} . (voir figure n° 6-2).

où $Q_{\text{comp.}}$: débit du compresseur

On tire : $Q_{\min} = 0,0078 \text{ Kg / s}$; $Q_{\max} = 0,0105 \text{ Kg / s}$

$F_{\max} = 0,0143 \text{ Kg / s}$; $F_{\min} = 0,0116 \text{ Kg / s}$

On utilisera la courbe n° 5-II ou n° 6-2, qui considère la tuyère seule, pour déterminer F_{\max} et F_{\min} .

Nous avons le cône d'écoulement, figure n° 6-3, si nous considérons l'ensemble : tuyère, vanne, diaphragme; pour une position de la vanne.

Notre but est de déterminer la variation de $Q(p_o)$ pour une pression $p_I = \text{Cste} = 1 \text{ bar}$. On déterminera cette variation à partir du cône d'écoulement. Nous avons à maintenir la pression p_o constante par réglage automatique des fuites, il est donc important de connaître la variation du débit (ou la variation du déplacement de la tige) en fonction d'une variation de cette pression.

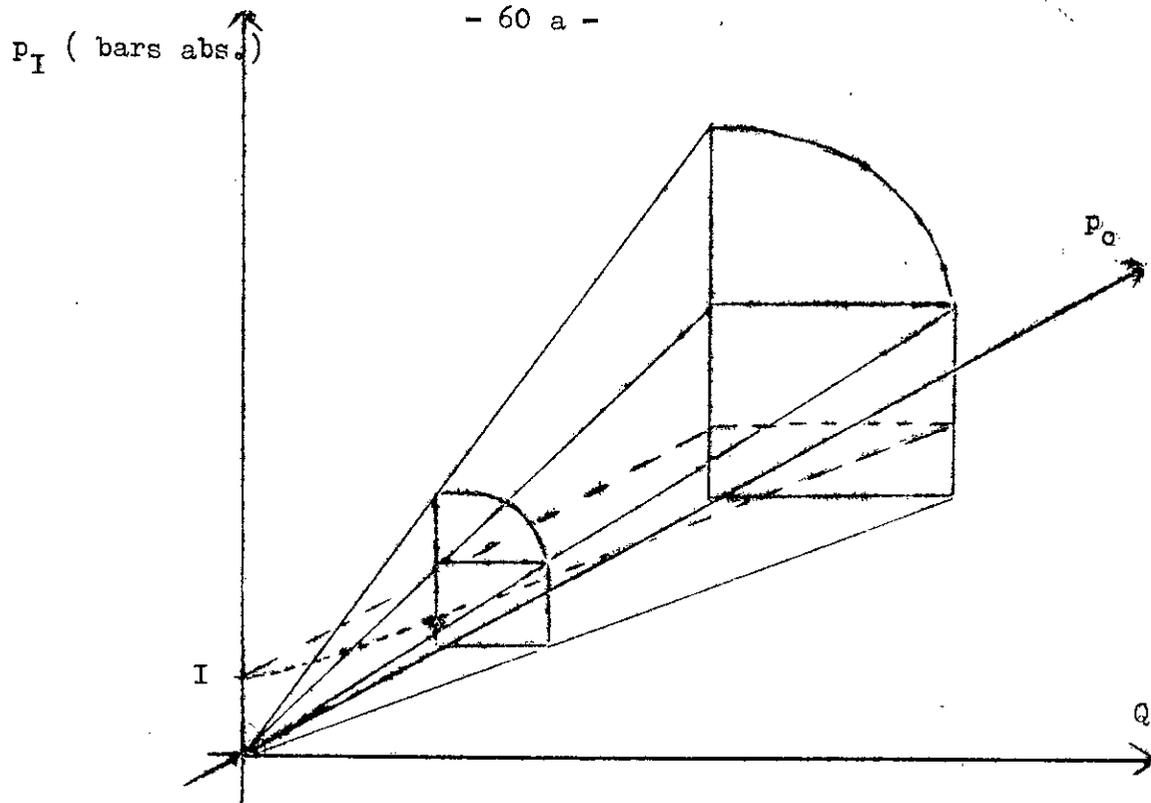


figure n° 6 - 3 : $p_I, p_o = f(Q)$ ou cône d'écoulement

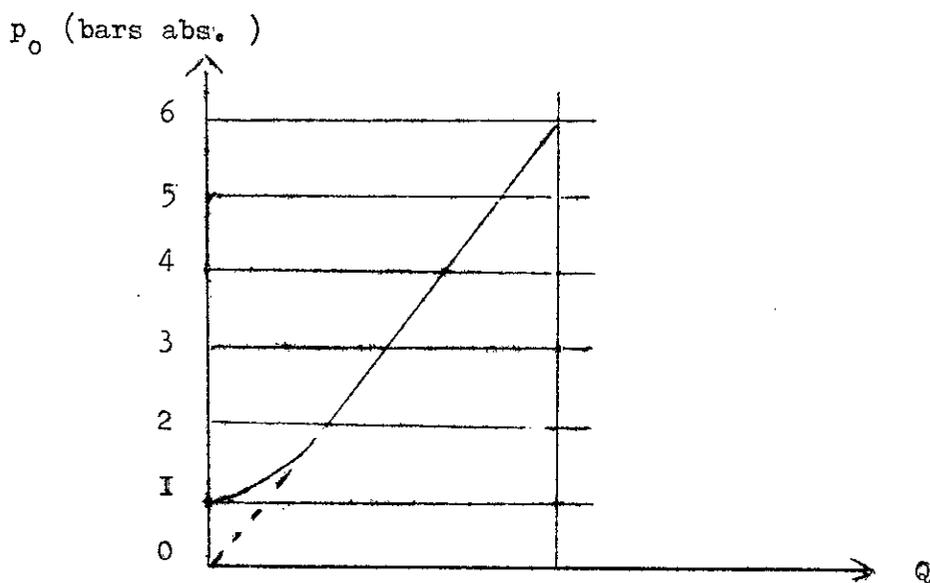
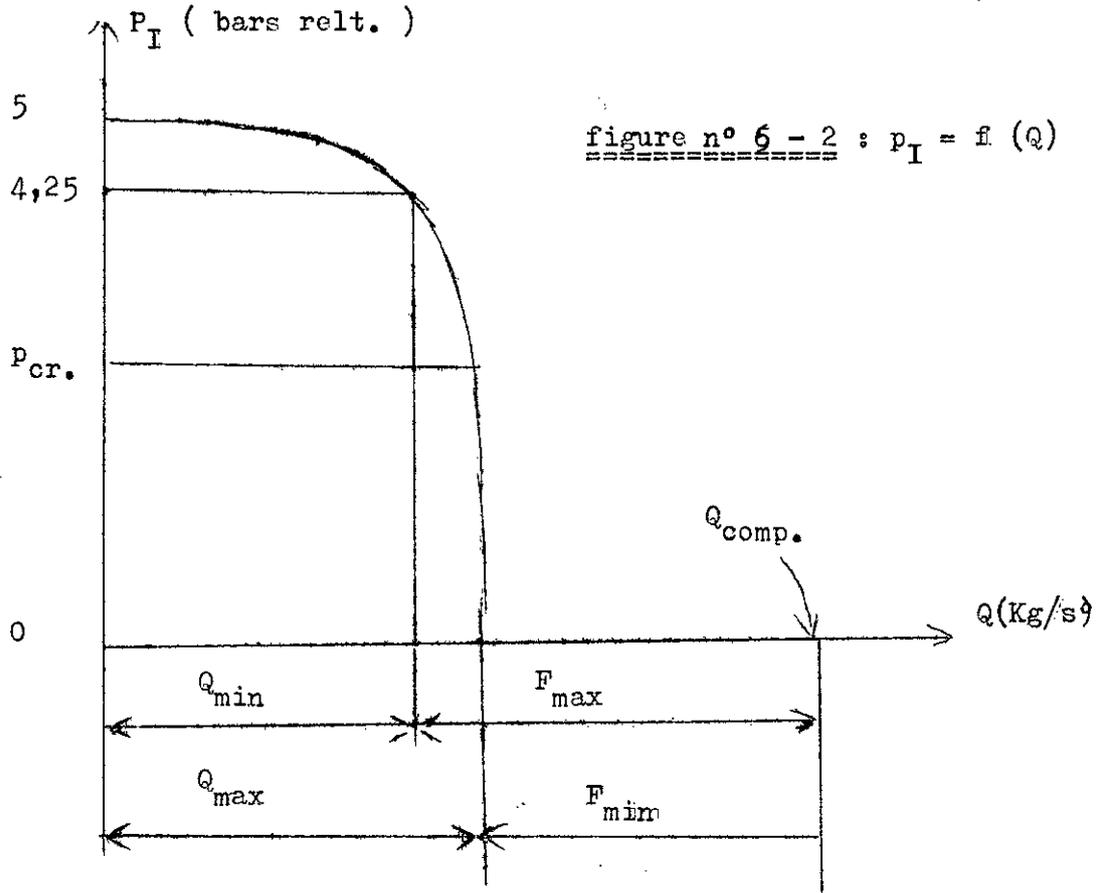


figure n° 6 - 4 : Q en fonction de p_o



P_0 varie entre 6 bars abs. et 1 bar abs. (atm.). On peut déduire de la figure n° 6-3 la variation de $Q = f(p_0)$; voir figure n° 6-4. L'allure de cette courbe nous confirme qu'au environ de 6 bars abs. la fonction demeure pratiquement linéaire.

La variation de K_v en fonction du déplacement de la soupape de la vanne automatique est soit linéaire, parabolique ou exponentielle. Le constructeur (Siemens) nous donne deux possibilités : linéaire ou exponentielle. Le choix se fera sur celle qui donnera un gain constant ou le plus proche. On définit le gain :

$$G = \frac{\Delta p}{\Delta H} = \text{Cste.}$$

C'est à dire que pour une variation de pression (en amont) correspond toujours une même variation analogue du déplacement (H) de la soupape. Pour faire ce choix, supposons une variation de 6 bars abs. à 6,2 bars abs.; et calculons pour les deux cas les variations de H pour les deux débits F_{\max} (A) et F_{\min} (B). voir figure n° 6 - 5 .

Calculons le K_{vI} pour F_{\max} : point (A) fig N ° 6-5 :

$$K_{vA} = K_{vI00} = K_{v\max} = \frac{2 \cdot Q_{NA}}{514 \cdot p_I} \cdot \sqrt{\rho_N \cdot T_I}$$

$$\text{avec } Q_{NA} = F_{\max} = Q_{\text{comp.}} - Q_{\min} = 0,0143 \text{ Kg/s}$$

$$Q_{NA} = \frac{0,0143 \cdot 3600}{1,293} = 39,81 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho_N = 1,293 \text{ Kg/m}^3 ; T_I = 293 \text{ }^\circ\text{K} ; p_I = 6 \text{ bars abs.}$$

$$K_{vA} = \frac{2 \cdot 39,81}{514 \cdot 6} \sqrt{1,293 \cdot 293} = 0,502 \text{ m}^3/\text{h} = K_{vA}$$

- Pour F_{\min} point (B) : fig n° 6-5

$$\text{On a } K_{vB} = \frac{2 \cdot Q_{NB}}{514 \cdot p_I} \cdot \sqrt{\rho_N \cdot T_I}$$

$$Q_{NB} = F_{\min} = Q_{\text{comp.}} - Q_{\max} = 0,0116 \text{ Kg/s} \implies Q_{NB} = 32,29 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_I = 6 \text{ bars abs.} ; T_I = 293 \text{ }^\circ\text{K}$$

Alors:

$$K_{vB} = \frac{2 \cdot 32,29}{514 \cdot 6} \sqrt{1,293 \cdot 293} \implies K_{vB} = 0,408 \text{ m}^3/\text{h}$$

- pour le point A' : (après variation de 0,2 bars abs.) fig n° 6-5:

$$Q_{NA'} = F_{\max A'} = Q_{\text{comp.}} - Q_{\min A'} = 0,01407 \text{ Kg/s} \implies Q_{NA'} = 39,174 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_I = 6,2 \text{ bars abs.}$$

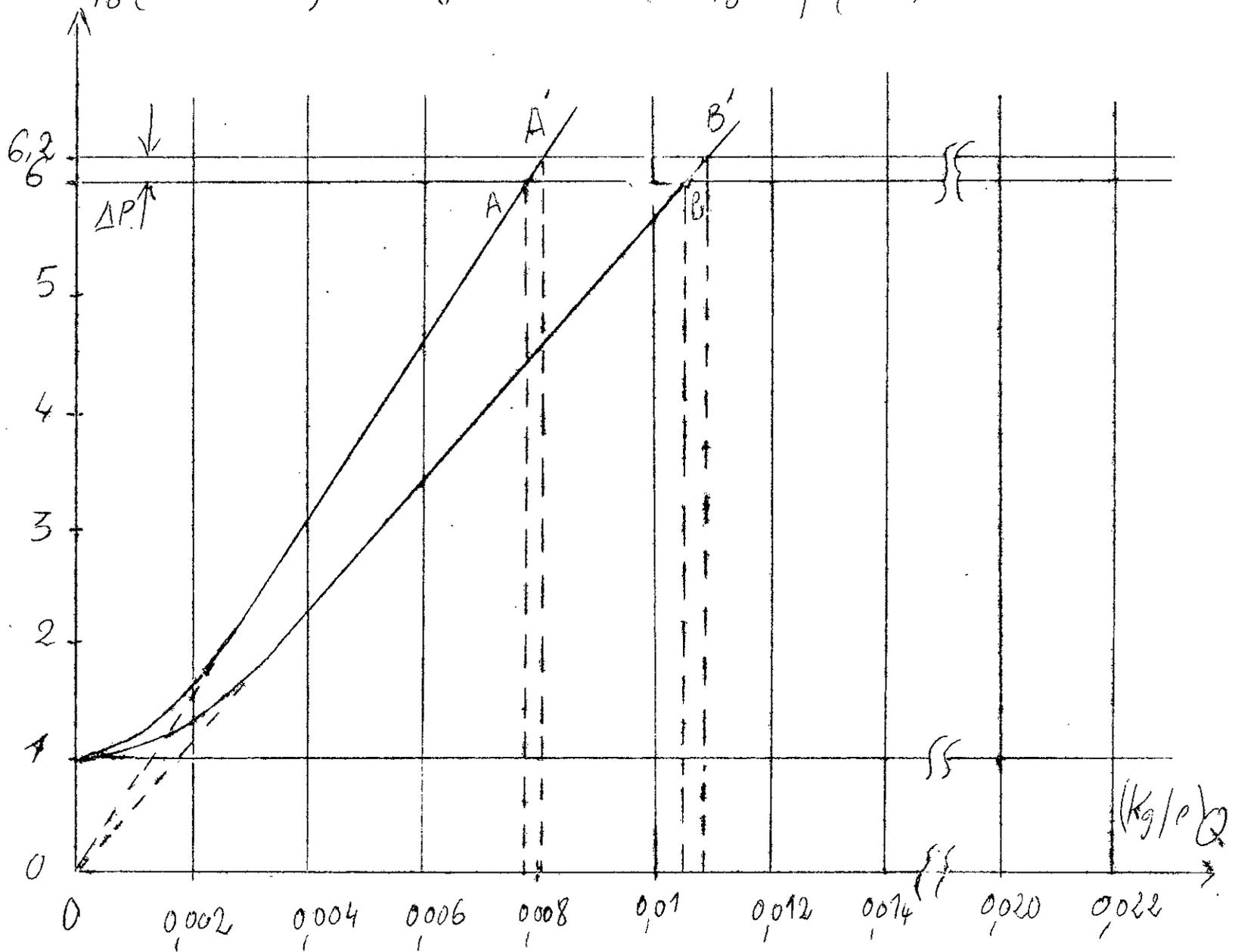
$$K_{vA'} = \frac{2 \cdot 39,174}{514 \cdot 6,2} \sqrt{1,293 \cdot 293} \implies K_{vA'} = 0,4785 \text{ m}^3/\text{h}$$

- pour le point B' : fig n° 6-5 :

$$Q_{NB'} = F_{\min B'} = Q_{\text{comp.}} - Q_{\max B'} = 0,01125 \text{ Kg/s}$$

$$Q_{NB'} = 31,32 \text{ m}^3/\text{h}$$

P_0 (bars abs). Figure n° 6-5 : $P_0 = f(Q)$.



$$K_{vB'} = \frac{2 \cdot 31,322}{514 \cdot 6,2} \cdot 1,293 \cdot 293 \implies K_{vB'} = 0,382 \text{ m}^3/\text{h}$$

1^{er} cas : On suppose la variation linéaire du K_v en fonction de H (voir figure n° 6-6) :

avec $H = 0 \dots I$ (c'est à dire : $\frac{H_{Kv}}{H_{Kvmax}}$)

$$\text{On tire alors : } \Delta H_A = H_A - H_{A'} = 0,050$$

$$\Delta H_B = H_B - H_{B'} = 0,058$$

$$\text{et : } \frac{\Delta H_B - \Delta H_A}{\Delta H_A} = 16 \%$$

2^{ième} cas : On suppose la variation exponentielle .

Traçons la courbe $K_v = \frac{K_{v100}}{25} \cdot (25)^H$; figure n° 6 - 7 ;

sachant que $K_{v100} = K_{v(Fmax)} = 0,502 \text{ m}^3/\text{h}$ et $H = 0 \dots I$

H'	0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	I
K_v (m^3/h)	0,02	0,0525	0,0724	0,1	0,138	0,19	0,262	0,3629	0,502

$$\text{On tire : } \Delta H_A = 0,014$$

$$\Delta H_B = 0,020$$

et :

$$\frac{\Delta H_B - \Delta H_A}{\Delta H_A} = 42 \%$$

C'est la variation linéaire qui sera choisi car elle permet un gain approximativement constant. De plus à cause du phénomène d'hystérésis, pour chaque petite variation de la pression il y a une incertitude sur la position exacte de la soupape. Alors la variation linéaire, qui est beaucoup plus souple que l'exponentielle aux environs de la pression

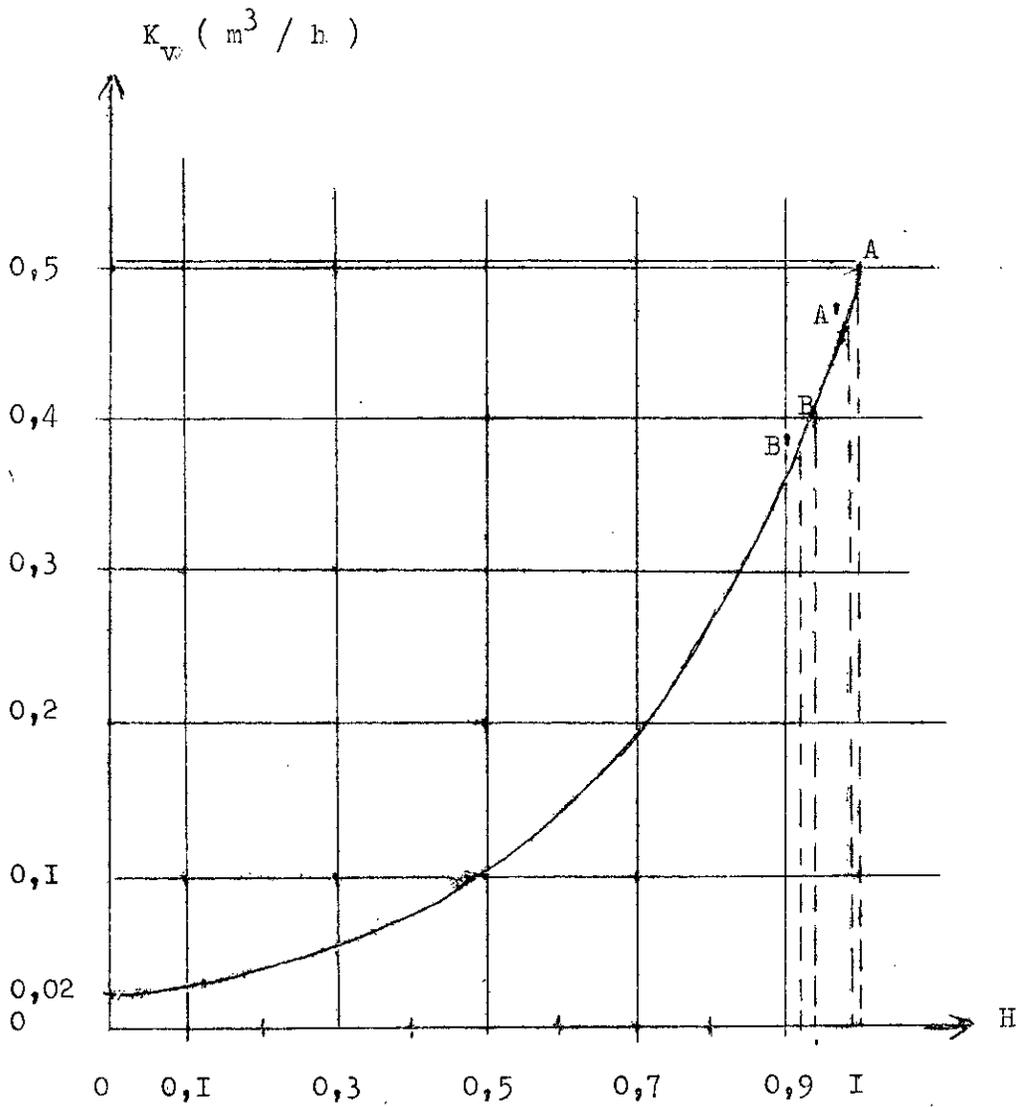
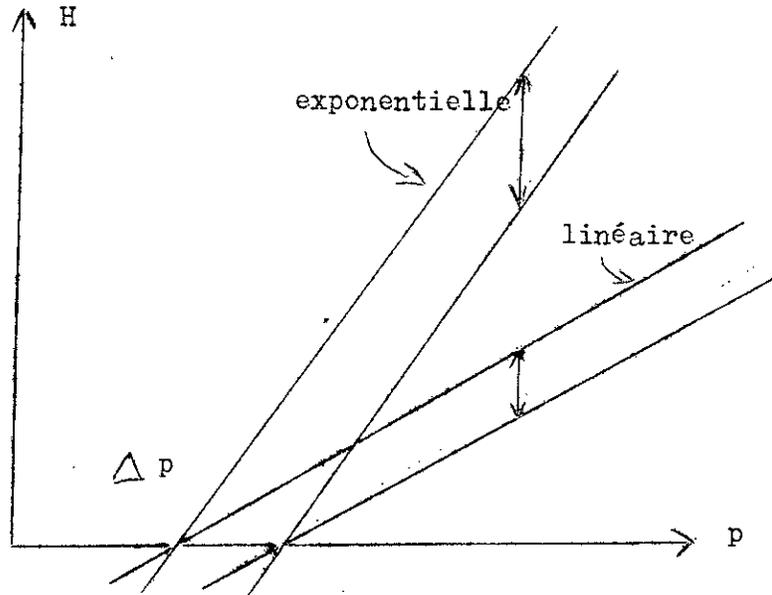


figure n° 6 - 7 : $K_v = f(H)$; fonction exponentielle .

de $p_0 = 6$ bars abs., offre une petite bande d'incertitude et donc une meilleure précision. (voir figure n° 6 - 8) .

figure n° 6 - 8 :



Calculons maintenant le K_V de cette vanne :

Nous avons $K_V = 0,502 \text{ m}^3/\text{h}$ pour F_{max} ; nous majorons cette valeur de 30 % pour avoir une bonne marge de sécurité :

$$K_{VS} = K_V + 30\% \cdot K_V = 0,653 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le choix s'est alors fait sur la vanne suivante du catalogue EP 34 Siemens :

Vanne : M776II-B (I3II - H3II) - ZM7732I

avec une course de 20 mm et une force admissible sur la tige de 5 KN .

Nous donnons ci-dessous la signification des chiffres entre parenthèse :

I 3 : pression nominale de 16 bars , $T = 0 \dots 375 \text{ }^\circ\text{C}$

I : brides plates

I : forme du couvercle (voir projet de branchement)

H : $K_{VS} = 0,63 \text{ m}^3/\text{h}$; Diamètre du siège = 6 mm

3 : caractéristique linéaire $K_{VS} = 0 \dots 0,63 \text{ m}^3/\text{h}$

I : siège de la soupape (simple)

I : joint d'étanchéité en Teflon .

M732 I : référence du servomoteur .

VI - 2 : Choix du servomoteur :

Le choix s'est fait sur le servomoteur pneumatique suivant :
(du catalogue MP 34 Siemens)

M7732I - (CI2I5 - D200) - Z : M7764I

avec : C : section de la membrane : 300 cm²

I : avec ressort qui tire ; sans réglage

2 : course : 20 mm

I : signal : 0,2 ÷ 1,0 bars

5 : dimensions : diamètre couvercle : 48 mm, filetage : R^{1/8"}

D : tube d'alimentation diamètre : 6mm en laiton

20 : avec limitation de course ; à air comprimé

M776II : référence vanne correspondante .

VI - 3 : Choix du capteur :

Le choix s'est fait sur le capteur suivant pris du catalogue Siemens :

M56606 - (BI2I2 - B100)

avec : BI2 : la plage de pression varie entre 0,15 et 2,5 bars

I : normal (à air comprimé)

2 : signal : 0,2 à 1,0 bars ; inscription en Français

B : possibilité de déplacer la plage de pression

I : nature de la terminaison de connexion

00 : sans dispositif spécial de fixation .

VI - 4 ; Choix du régulateur pneumatique :

On choisit le régulateur à action proportionnelle et intégrale produit
par Siemens : TELEPNEU 30

L'absence de documentation technique nous empêche de donner toutes les
caractéristiques; mais on sait qu'il y a :

- un variateur de consigne

- une possibilité entre marche manuelle ou automatique.

On choisira le type " mural " avec boîtier spécial pouvant s'accrocher sur un mur .

VI - 5 : Détendeur

Un détendeur alimentera le capteur et le régulateur à une pression de 1,4 bars. Ce détendeur est branché sur la conduite d'alimentation (C'est un détendeur Schlumberger qui existe au département.)

VII - RECTIFICATION DU POLYCOPE DE T. P.

Comme les essais se feront dorénavant avec l'air comprimé, l'ancien polycope sera rectifié. Une notice explicative sera ajoutée pour le cas où la régulation automatique sera réalisée. Les essais avec l'air comprimé se feront avec $p_0 = 6$ bars relatifs (vu les bons résultats obtenus avec cette pression)

La courbe de q_m en fonction de p en cm d'eau sera donnée dans ce polycope avec des tableaux préparés pour la notation des résultats.

Remarque : La limitation du nombre des pages m'oblige à ne pas donner complètement ce nouveau polycope .

VIII - PROJET DE BRANCHEMENT ET TRAVAUX A EFFECTUER

On réalisera le branchement indiqué sur le dessin PB . 00 . 00 . 00 .

Pour un bon rendement du banc d'essai il serait préférable de procéder aux changements des pièces suivantes :

- Sonde (car elle présente des courbures)
- Joint de sonde (fil d'amiante)
- Joint du couvercle porte-sonde
- Ressort et bille du volant indicateur de position
- Vanne d'évacuation (avec un siège conique)
- Joints de toutes les vannes existantes .

IX - CONCLUSION

L'étude que je viens d'accomplir m'a été très bénéfique d'autant plus qu'elle m'a permis de joindre la théorie avec la pratique. Le travail pratique a duré plus d'un mois et m'a permis de remettre en marche cette installation; mais surtout il m'a appris à analyser son fonctionnement.

Les résultats obtenus avec la vapeur d'eau ont montré une insuffisance de la chaudière. Mais ceux de l'air comprimé ont été très positifs. A l'état actuel l'installation est prête à fonctionner à l'air comprimé avec un branchement provisoire .

Après réalisation du branchement indiqué l'installation aura le meilleur rendement et le but pédagogique sera largement atteint.

Je souhaite qu' on pourra réaliser le système de régulation étudié et ainsi mes prochains collègues pourront bénéficier de beaucoup de connaissances pratiques dans la régulation.

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

-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-

- 1) Mécanique expérimentale des fluides; tome I; par R. COMOLET; éditions Masson et compagnie ; 1961 .
- 2) Introduction à la mécanique des fluides et la transmission de chaleur; par J.M. KAY; éditionsDonod; 1964 .
- 3) Thermique générale par I. CHVETZ,...; éditions MIR. 1968 .
- 4) Norme Française : X-10-102 homologuée. Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi insérés dans des conduites en charge , de sections circulaires. 1980 .
- 5) Catalogue Siemens MPI7 Messumformer, druckanzeiger und drosselgeräte 1981
- 6) Catalogue Siemens MP34 Pneumatisch und hydraulische stellentriebe, stellventile und stellklappen ;1976 .
- 7) Mémento de dessin industriel par Lenomand et Tine ; éditions Foucher, 1975
- 8) Thermodynamique tables in S.I.(metric) Units. R. W. Haywood, second éditions USA .
- 9) Hütte II , manuel de l'ingénieur. Editions Beranger - 1960 .

