

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

44/86

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

2 ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

SUJET

ETUDE HYDRAULIQUE D'UNE CREPINE AU POINT DE VUE DES PERTES DE CHARGE

Proposé par :

Dr THUMA A.

Etudié par :

A. ZOUAKH

A. FNEICH

Dirigé par :

Dr THUMA A.

PROMOTION : JUIN 1986

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

«*»

الدراسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة
RIBLIOTHEQUE
المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique
العلم والبحث
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

«*»

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«*»

DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat)

SUJET

ETUDE HYDRAULIQUE D'UNE CREPINE AU POINT DE VUE DES PERTES DE CHARGE

Proposé par :

Dr THUMA A.

Etudié par :

A. ZOUAKH

A. FNEICH

Dirigé par :

Dr THUMA A.

PROMOTION : JUIN 1986

Matériau: ..HYDRAULIQUE.....
Auteur:ANTAL THUMA.....
Ingénieur: ZOUAKH Abdelmadjid
FNEICH Ali

المادة: ..الحرارة.....
المؤلف: : آنتال توما
المهندس: علي فنيش - زواخ عبد المجيد

- الموضوع: دراسة لمصفاة بالسداد القابض
- الملخص: هذه الأطروحة تعالج دراسة الفاقد في الطاقة لمصفاة مع السداد القابض في الممرات
في مختبر الهيدروليك، ثم دراسة لمصفاة مع سداد قابض متنوعة من الزجاج
البلاستيكي ومشابهة هندسيا للمصفاة الأصلية لتحديد الأبعاد والعوامل
والأبعاد لمصفاة نموذجية من منظور مساعدة الطلاب على إنجاز عملهم بأحسن وجه

Sujet: .ETUDE HYDRAULIQUE D'UNE CREPINE AVEC CLAPET DE RETENUE.

Resumé: La présente thèse a pour objet l'étude des pertes de charge dues à la crépine avec clapet de retenue se trouvant au laboratoire d'hydraulique, ainsi qu'une étude faite sur un modèle de crépine pour améliorer le fonctionnement de la crépine originale en vue de permettre la détection des défauts de construction et de donner les dimensions hydrauliques normalisées.

Subject: .Studing of strainer with one way valve.

Abstract: The present thesis deals with the study of head losses of strainer with one way valve and the study of geometrically simillar set maked of plexiglass to find the typical dimensions of a strainer in order to supply it with the equipments in hydraulic laboratory to enable to use them later on.

Dédicaces

A mon père,
à mes frères,
à ma famille
ainsi qu'à mes amis

Ali Fneich

Dédicaces

A mon père,
à ma mère,
à mes

frères et sœurs

Abdelmadjid Louakhs

Remerciements

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation et à ceux qui ont porté aide à l'élaboration de cette thèse de fin d'études.

Notre profonde gratitude et sincère reconnaissance vont à Monsieur THUMA Antal pour avoir dirigé ce travail et pour les précieux conseils qu'il nous a prodigué.

Enfin, nos remerciements vont également aux membres du jury qui ont bien voulu juger ce travail.

SOMMAIRE

Chapitre I: INTRODUCTION - GÉNÉRALITÉS

Introduction

1. Généralités

1.1. Conditions de démarrage d'une pompe

1.2. Amorçage des pompes

2. Incidents de fonctionnement

Chapitre II: EXPERIENCE FAITE SUR UN BANC D'ESSAI DE LA POMPE A MOTEUR ELECTRIQUE

1. But de l'expérience

2. Généralités

2.1. Définitions

2.2. Aspiration de la pompe

2.3. Règles à suivre pour le tracé général de la tuyauterie d'aspiration

2.4. Essai technique

Chapitre III: CONSTRUCTION D'UN MODELE DE CRÉPINE

1. Introduction

2. Réalisation

3. Matériel utilisé

4. Description du modèle

Chapitre IV : EXPERIENCE FAITE SUR LE MODÈLE
DE LA CRÉPINE RÉALISÉE

1. Etalonnage du débitmètre
2. Etude numérique
3. Détermination du poids du clapet de la crépine

Chapitre V : DIMENSIONNEMENT DE LA CRÉPINE RÉELLE

1. Données techniques sur la crépine réelle
2. Détermination du poids du clapet de la crépine.

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

Chapitre I

INTRODUCTION

Notre travail consiste à remédier à un problème qui se pose souvent dans les installations qui ont pour but de pomper ou de remonter l'eau souterraine. Parmi les dispositifs qu'on trouve dans une installation d'une station de pompage, plus précisément dans la partie "aval" d'aspiration, le système appelé : "Clapet de pied crépiné" ou tout simplement : "crépine", ce qui constitue le sujet de notre travail.

En étudiant un certain modèle de crépine monté sur un banc d'essai pour le pompage de l'eau, on déterminera les pertes de charge dues à celle-ci, et par conséquent on déduira le coefficient de perte de charge de cette crépine. On essayera de montrer également le rôle de la crépine et son utilité dans une installation de pompage.

La crépine en question a un coefficient de perte de charge qui dépasse les normes (voir les chiffres aberrants de ce coefficient dans les résultats de la première expérience).

A cet effet, nous avons réalisé une série d'expériences avec cette crépine, ensuite nous avons conçu un modèle de crépine géométriquement semblable à la crépine de référence et conforme aux normes de construction d'une crépine. Avec ce modèle nous avons réalisé une autre série d'expériences qui nous ont permis d'obtenir des résultats très satisfaisants (Cf. résultats de la deuxième expérience).

Ces résultats nous ont permis d'effectuer les corrections nécessaires et d'apporter par conséquent une contribution appréciable dans la résolution de notre problème.

Clapet de retenue:

Dans un réseau de distribution, l'utilisation de clapets de retenue munis de ressorts ou de contre-poids permet d'arrêter la circulation du fluide dès que la différence de pression entre l'amont et l'aval n'est plus suffisante pour contrebalancer l'action des forces guidant la fermeture du clapet, lesquelles peuvent d'ailleurs être dosées en fonction du résultat à atteindre, idem dans le cas de pompage (aspiration de l'eau par une pompe), c'est ainsi que le clapet commence à s'ouvrir dès que s'établit une différence de pression statique (pression amont moins pression aval); il se crée alors une force d'ouverture (produit de la différence de pression par la section de passage du siège) agissant à l'encontre de la force de fermeture produite par le ressort ou le contre-poids.

Si la force d'ouverture l'emporte, l'appareil s'ouvre complètement ou partiellement en fonction de son intensité.

Dès qu'il y a écoulement, la pression amont chute et la pression de fermeture tend à refermer le clapet jusqu'à ce que l'équilibre se produise.

L'utilisation des clapets à faible perte de charge permet, en particulier, de réduire la consommation d'énergie nécessaire pour assurer un débit donné dans des conditions de service déterminées.

Les clapets en fonte grise permettent des pressions de service de l'ordre de 16 bars au maximum; les clapets en fonte ductile et en acier peuvent supporter des pressions de 25 bars.

Crépines:

Les crépines sont des dispositifs cylindriques en forme de panier perforés avec un nombre de trous calculés ou ayant des fentes permettant le passage du débit voulu, placés à l'extrémité des conduites d'aspiration à une certaine profondeur exigée afin d'empêcher l'introduction de corps étrangers dans celles-ci.

Elles peuvent être en cuivre, en acier galvanisé, en acier inoxydable ou en matière plastique.

1- GÉNÉRALITÉS ^(*)

1.1. Conditions de démarrage d'une pompe:

Pour mettre en route une pompe, il est nécessaire de faire une petite inspection sur l'installation en question, et pour cela on donne quelques points essentiels à vérifier:

1.1.1. Vérification du graissage:

Il faut vérifier que les paliers n'ont pas été salis en cours de transport ou d'installation, ensuite les remplir d'huile à mouvement (type employé pour les moteurs automobiles) jusqu'au niveau indiqué.

1.1.2. Vérification des garnitures:

S'assurer que les garniture de la boîte à étoupe sont bien en place et que le presse-étoupe est serré légèrement et bien droit.

1.1.3. Amorçage:

Procéder au remplissage de la pompe par le robinet-entonnoir en ouvrant les purgeurs d'air qui doivent se trouver à tous les points hauts.

- L'eau doit chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration et la pompe.

(*)

[8]

En remplissant la pompe, l'air doit sortir par le refoulement qu'il faut laisser ouvert, ainsi que par les purgeurs.

- L'amorçage est terminé lorsque tous les purgeurs donnent de l'air régulièrement ou qu'il ne se produit plus de bulles dans l'entonnoir.
- Fermer tous les purgeurs et l'entonnoir, puis fermer la vanne de réglage.

1.1.4. Vérification du sens de rotation:

Le sens de rotation est généralement indiqué par une flèche. Pour une pompe centrifuge, il est toujours dans le sens de la volute de refoulement.

Dans le cas où le sens de rotation est incorrect, il y a lieu d'intervertir les deux fils d'arrivée pour un moteur triphasé.

1.1.5. Démarrage:

Mettre le moteur en marche en actionnant le bouton "Marche" du disjoncteur qui est absolument indispensable pour la protection de la pompe en cas d'un éventuel fonctionnement normal.

Dans le cas d'une pompe centrifuge munie d'un manomètre, s'assurer que la pression de refoulement croît régulièrement en même temps que la vitesse. Lorsque la vitesse normale est atteinte, ouvrir lentement le robinet-vanne au refoulement, constater que la pompe débite.

1.1.6. Arrêt du groupe:

Avec une pompe centrifuge, fermer lentement la vanne au refoulement jusqu'à l'obturation complète.

Arrêter le moteur en actionnant le bouton d'arrêt sur le disjoncteur.

1.2. Amorçage des pompes:

Lorsqu'une pompe est située à une cote inférieure au niveau d'aspiration de l'eau, elle se trouve normalement alimentée même à l'arrêt (cas des pompes noyées), mais dans le cas contraire, il faut prendre des dispositions pour que la pompe soit remplie d'eau avant son démarrage, pour permettre son fonctionnement. Cette opération est appelée amorçage de la pompe.

Il existe plusieurs manières de réaliser cet amorçage; entre autres:

1.2.1. Clapet:

Un clapet disposé sur la tuyauterie d'aspiration de la pompe suffit - s'il est bien étanche - pour retenir l'eau. Si la pompe alimente un réservoir qui n'est jamais vide, même avec de légères fuites au clapet, elle reste amorcée.

1.2.2 Amorçage par le vide:

Une autre manière de réaliser l'amorçage de la pompe et de sa tuyauterie d'aspiration, en particulier lorsque celle-ci passe en

siphon (pompe aspirant dans un ou plusieurs puits), consiste à faire monter l'eau dans le tuyau en y faisant le vide.

1.2.3. Amorçage par amenée d'eau:

Si la pompe n'est pas maintenue en charge du côté de son refoulement, la présence d'un clapet peut ne pas suffir à assurer son amorçage à tout instant, surtout si l'on prévoit de longues périodes d'arrêt.

On peut alors remédier à cet inconvénient en amenant à la pompe l'eau nécessaire à son remplissage et à celui de la conduite d'aspiration, soit à partir d'un petit réservoir auxiliaire rempli lors du fonctionnement, soit lorsque c'est possible, en utilisant le réseau de distribution.

Les pompes comportent normalement des orifices munis de robinets et parfois d'entonnoirs permettant l'introduction de l'eau et la purge de l'air.

2- INCIDENTS DE FONCTIONNEMENT : (*)

2.1. Impossibilité d'amorcer :

En versant de l'eau dans la pompe, on n'obtient jamais le remplissage, ou si on arrive à l'obtenir, l'eau disparaît très rapidement de l'entonnoir.

Cet incident tient soit à une fuite de la tuyauterie d'aspiration, qui apparaît facilement en raison de son importance, soit d'habitude à un clapet de pied dont le battant est mal fermé, on peut quelques fois y remédier en donnant des coups de marteau sur la conduite d'aspiration, l'impureté qui gênait la fermeture du battant peut ainsi disparaître. Si cette solution ne suffit pas, il y a lieu de démonter la crepine à clapet de pied.

2.2. Amorçage manqué :

Cas commun à tous les types de pompes "centrifuges ou volumétriques".

À la mise en route, la pompe ne s'amorce pas.

Cet incident tient aux causes suivantes :

(*) [8]

a. Rentrées d'air à l'aspiration:

les rentrées d'air à l'aspiration peuvent provenir :

- d'un joint mal fait
- d'un raccord insuffisamment serré
- d'une tuyauterie percée ou poreuse
- d'une boîte à étoupe non ou mal garnie
- d'un presse-étoupe insuffisamment serré
- d'un graisseur d'aspiration non garni de graisse.

Pour se rendre compte de l'endroit défectueux ; arrêter la pompe. Mettre la pompe et la conduite d'aspiration en charge en versant de l'eau dans la conduite de refoulement et observer les fuites avec attention. Sauf le presse-étoupe qui peut fuir goutte à goutte, tous les autres points spécifiés ci-dessous doivent être rigoureusement étanches. C'est pour pouvoir procéder à cette vérification souvent indispensable, qu'il faut laisser à découvert la tuyauterie d'aspiration tant que la pompe n'a pas été mise en service.

C'est avec les pompes centrifuges que les désamorçages par rentrées d'air sont le plus à redouter. (Vérification des entrées d'air à l'aspiration, la pompe étant arrêtée).

b. Hauteur énergétique d'aspiration trop grande :

La hauteur énergétique d'aspiration peut se contrôler à l'aide d'un manomètre indicateur de vide.

Si au démarrage de la pompe, on constate que cette valeur, comptée en mètres d'eau, est plus que celle garantie par le constructeur, on recherchera la cause de cette anomalie en portant son attention successivement sur les points suivants et en vérifiant :

- Que les valeurs réelles de la hauteur géométrique d'aspiration et des diamètres de la conduite sont bien celles qui ont servi à établir le projet.
- Que les calculs établis lors du projet sont exacts.
- Que le tuyau n'est pas écrasé (surtout s'il est en plomb).
- Que le clapet de pied d'un battant est en bon état de fonctionnement.
- Qu'un joint en cuir n'a pas été déplacé
- Qu'un chiffon ou un bouchon de terre n'encombre pas le tuyau.
- Que la crépine d'aspiration n'est pas bouchée par du papier ou par un chiffon.

c. Crépine d'aspiration découverte ou plongeant insuffisamment:

La crépine n'est normalement pas découverte au démarrage de la pompe, mais il se peut qu'après un certain temps de fonctionnement, le puits se vide et que la crépine se découvre. Si la venue d'eau se révèle systématiquement insuffisante, il y aura lieu d'installer dans le puits un dispositif à flotteur provoquant l'arrêt du moteur en cas de baisse d'eau en dessous du niveau limite, ou de fermer partiellement la vanne de refoulement jusqu'à établir un équilibre de niveau dans le puits.

2.3. Amorçage réussi, mais débit nul ou insuffisant:

A la mise en route, la pompe s'amorce bien et donne de la pression, mais l'eau n'arrive pas au réservoir de refoulement ou arrive en quantité insuffisante.

2.4. Cas spéciaux aux pompes centrifuges:

Ces incidents peuvent tenir aux causes suivantes:

- a. Hauteurs géométriques à l'aspiration ou au refoulement supérieures à celles prévues:

vérifier à nouveau les hauteurs et les comparer à celles de l'étude préliminaire.

b. Diamètre de tuyauterie insuffisante à l'aspiration ou au refoulement :

Vérifier que les diamètres intérieurs des conduites installées sont bien conformes à ceux de l'étude préliminaire; puis vérifier que les calculs établis lors de l'étude préliminaire sont exacts et que la commande a été établie d'après les résultats de cette étude.

c. Pertes de charge anormales à l'aspiration :

Ces pertes de charge sont décelées, pour la conduite d'aspiration, à l'aide du manomètre de vide branché à l'entrée de la pompe pour la conduite de refoulement, à l'aide du manomètre branché sur le refoulement de la pompe.

Si le manomètre de refoulement indique une dépression supérieure à celle prévue, on vérifiera sur la conduite d'aspiration :

- Que le tuyau n'est pas écrasé
- Qu'un joint n'a pas été déplacé
- Qu'un chiffon ou un bouchon de terre n'encombre pas le tuyau

- Que le clapet de pied a un battant en bon état de fonctionnement
- Que la crépine d'aspiration n'est pas bouchée par du papier ou un chiffon.

d. Pertes de charge anormales au refoulement:

Si le manomètre de refoulement indique une pression supérieure à celle prévue, on vérifiera sur la conduite de refoulement:

- Que la vanne est complètement ouverte
- Que le clapet de retenue est monté dans le bon sens
- Que le tuyau n'est pas écrasé
- Qu'un joint n'a pas été déplacé
- Qu'un chiffon ou un bouchon de terre n'encombre pas le tuyau.

e. Pression insuffisante:

Si le manomètre de refoulement indique une pression inférieure à celle prévue, on vérifiera:

- Que la pompe tourne à l'endroit, c'est-à-dire dans le sens indiqué par une flèche sur le palier ou le corps de la pompe.

Il est rappelé que la tubulure de sortie indique par sa position le sens de rotation.

Si la pompe tourne à l'envers, on changera le sens de rotation en employant les moyens spécifiés.

Chapitre II

EXPERIENCE FAITE SUR UN BANC D'ESSAI DE LA POMPE A MOTEUR ELECTRIQUE

1- But de l'expérience:

Le but de cette expérience est la détermination des pertes de charge dues au système clapet de pied-crépine monté sur le banc d'essai et de là, la détermination du coefficient de perte de charge de la dite crépine.

2- Généralités:

2.1 Définitions:

2.1.1. Caractéristiques d'une pompe: (*)

Les relations entre le débit Q , la hauteur totale H , la puissance absorbée P_a et le rendement η sont données par les courbes caractéristiques des pompes à n constant.

On établit ordinairement les courbes caractéristiques suivantes:

courbe (I): Courbe des hauteurs totales H en fonction des débits.

courbe (II): courbe des puissances absorbées P_a en fonction des débits.

(*) [7]

courbe(III): courbe des rendements η en fonction des débits
Les courbes caractéristiques de la pompe sont utilisées conjointement avec les courbes caractéristiques de l'installation.

courbe(IV): courbes des pertes de charges totales (pertes linéaires et pertes singulières, dans l'installation) en fonction des débits. Ces pertes de charge sont calculées en suivant les indications données ultérieurement.

courbe(V): courbes $H_1 = Y + \Delta H$ en fonction des débits.
Cette courbe est obtenue à partir de la précédente, en ajoutant à ΔH le terme Y correspondant à la hauteur géométrique totale.
(voir figure 1)

Remarques

- * Les courbes caractéristiques une fois dessinées, on obtient le point de fonctionnement de la pompe par intersection de la courbe(V) avec la courbe(I); ce point A, défini par (H_A, Q_A) , équivaut à une certaine puissance absorbée P_A et à un rendement η_A déterminé.

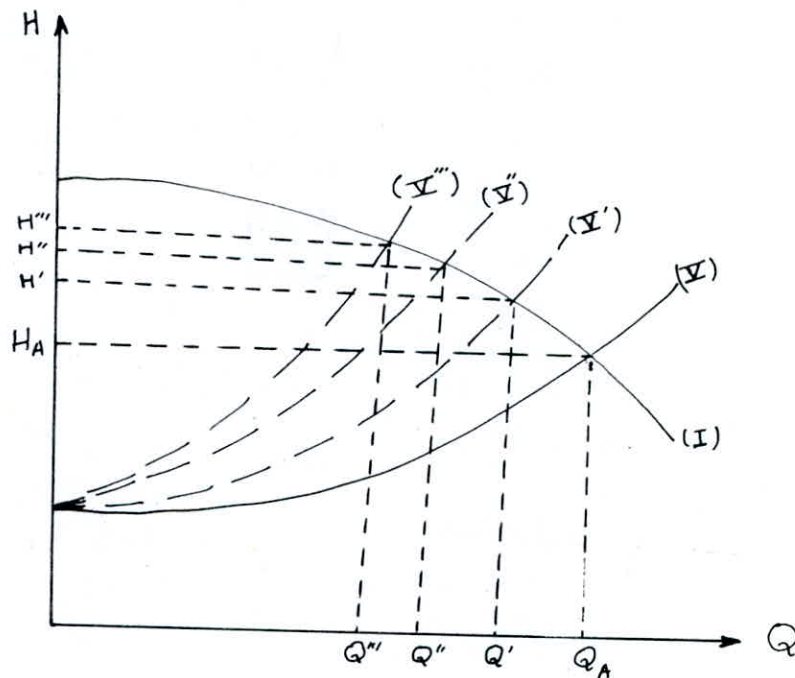
* La région comprise entre l'axe vertical et les courbes (I) et (V) (aire hachurée de la figure 1) doit avoir la plus grande surface possible, compatible avec un bon fonctionnement.

2.1.2. Débit d'une pompe:

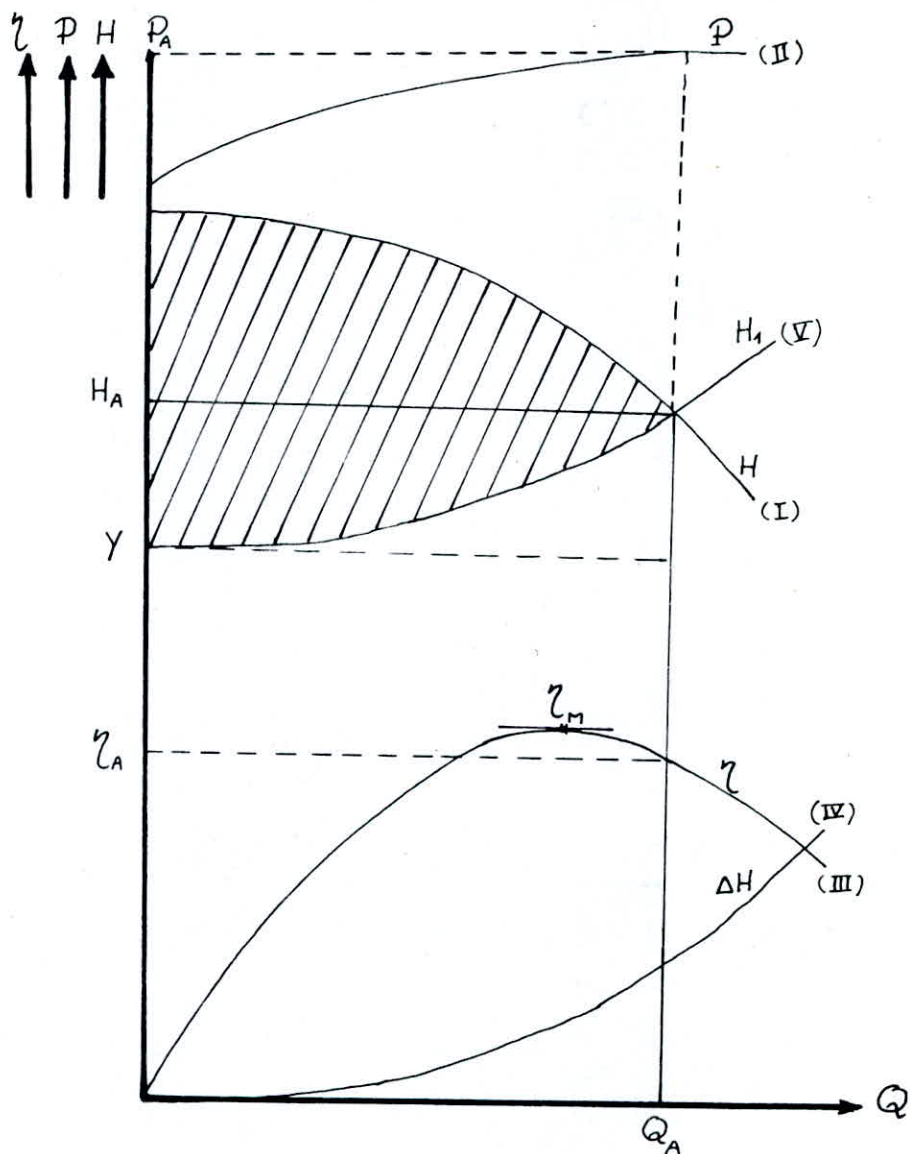
Le débit d'une pompe est le volume de liquide effectivement recueilli à l'orifice de sortie de la pompe pendant l'unité de temps.

Il s'exprime en mètres cubes par heure (m^3/h) ou en litres par seconde (l/s).

Ce débit est inversement proportionnel aux pertes de charge, comme indiqué sur la figure ci-dessous:

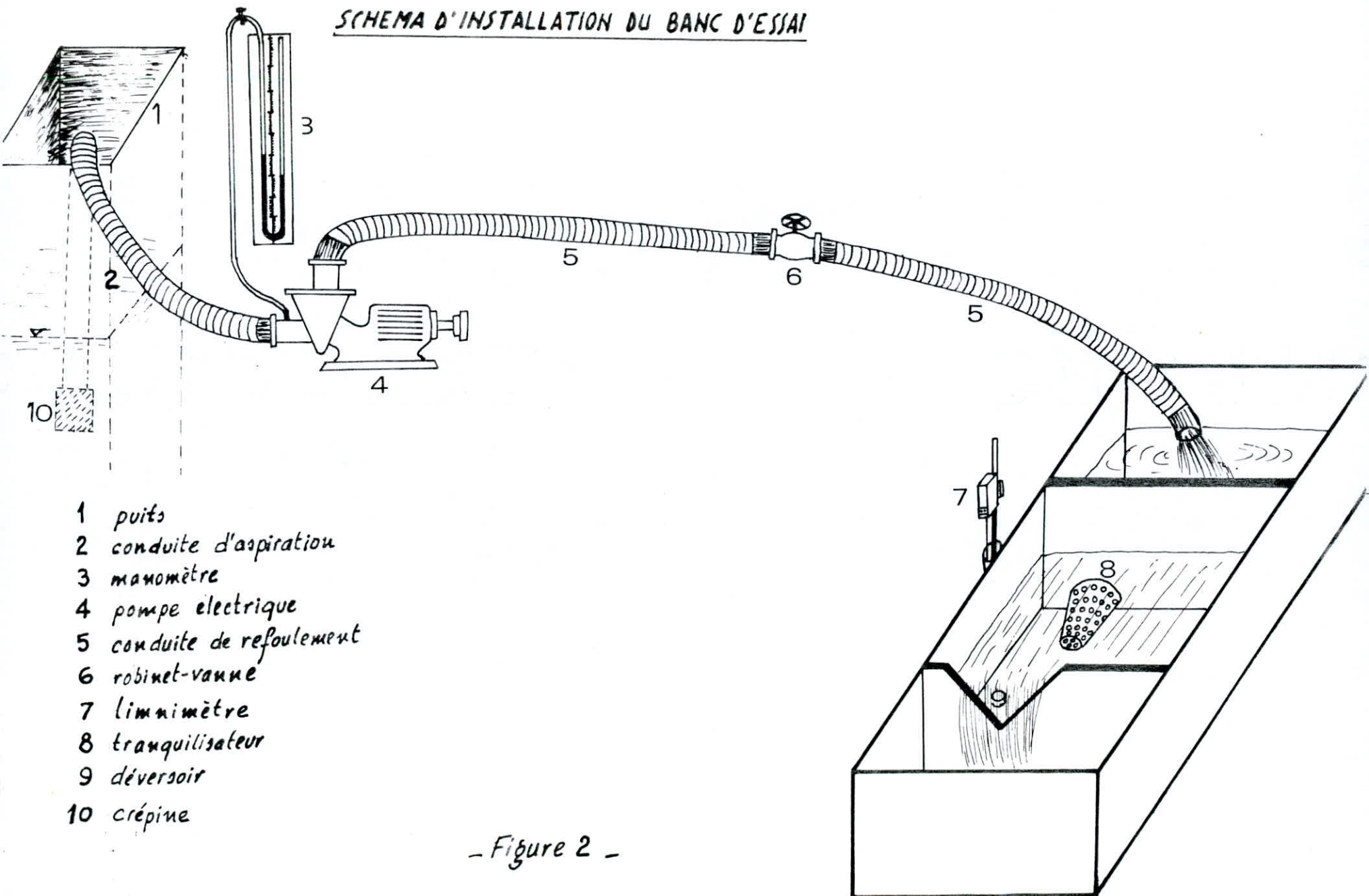


- Courbes caractéristiques d'une pompe -



- Figure 1 -

SCHEMA D'INSTALLATION DU BANC D'ESSAI



- Figure 2 -

2.1.3. Vitesse de liquide dans une tuyauterie :

La vitesse de liquide dans une tuyauterie s'exprime en mètres par seconde (m/s).

2.1.4. Hauteur totale créée par la pompe :

La hauteur totale créée par la pompe est la somme de la hauteur de l'aspiration à la hauteur du refoulement :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_2 - h_1$$

En développant cette relation, on trouve :

$$H = \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 \right]$$

où : $\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_2 = H_r$ (hauteur totale du refoulement)

et : $\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + h_1 = H_a$ (hauteur totale à l'aspiration).

P_2 = Pression à la sortie de la pompe

V_2 = Vitesse du liquide à la sortie de la pompe

h_2 = hauteur à la bride de refoulement

h_1 = hauteur du niveau d'eau à l'entrée

P_1 = Pression à la surface du niveau d'eau à l'entrée

V_1 = Vitesse du liquide à l'entrée

2.1.5. Hauteur géométrique d'aspiration (h_a):

La hauteur géométrique d'aspiration est la distance verticale qui sépare le niveau de l'eau à l'aspiration :

- De l'axe de la pompe s'il s'agit d'une pompe centrifuge ou volumétrique à l'axe horizontal.
- Du plan moyen des arêtes d'entrée des aubes de la première roue à aubes s'il s'agit d'une pompe centrifuge à axe vertical.
- De l'axe de la tige du piston s'il s'agit d'une pompe à piston à cylindre horizontal.
- Du haut de la course du piston s'il s'agit d'une pompe à piston à cylindre vertical.
- Du point le plus haut des organes actifs s'il s'agit d'une pompe volumétrique à axe vertical.

2.1.6. Hauteur géométrique de charge (h_c):

C'est lorsque la pompe reçoit l'eau par son orifice d'aspiration, d'un réservoir en charge, la distance verticale qui sépare le niveau de l'eau dans le réservoir d'alimentation :

- De l'axe de la pompe s'il s'agit d'une pompe centrifuge ou volumétrique à axe horizontal.
- Du plan moyen des arêtes d'entrée des aubes de la première roue à aubes s'il s'agit d'une pompe centrifuge à axe vertical.

- De l'axe de la tige du piston s'il s'agit d'une pompe à piston à cylindre horizontal.
- Du haut de la course du piston s'il s'agit d'une pompe à piston à cylindre vertical.
- Du point le plus haut des organes actifs s'il s'agit d'une pompe volumétrique à axe vertical.

2.1.7. Hauteur géométrique de refoulement (h_r):

La hauteur géométrique de refoulement est la distance verticale qui sépare le niveau de l'eau dans le réservoir de refoulement.

Cette hauteur (h_r) est définie par les mêmes plans cités précédemment dans les définitions de (h_a) et (h_c).

2.1.8. Longueur développée de l'aspiration (L_a):

La longueur développée de l'aspiration est la longueur totale de la conduite d'aspiration mesurée suivant son axe.

2.1.9. Longueur développée du refoulement (L_r):

La longueur développée de refoulement est la longueur totale de la conduite de refoulement mesurée suivant son axe.

2.1.10. Pertes de charge:

Les hauteurs définies aux paragraphes (4), (5), (6) ne correspondent pas exactement aux hauteurs énergétiques auxquelles la pompe doit faire face.

Il faut ajouter à la hauteur géométrique d'aspiration ou retrancher de la hauteur de charge, en cas de charge, et ajouter à la hauteur géométrique de refoulement la valeur des résistances que le liquide éprouve dans son développement, c'est-à-dire des pertes de charge.

Les pertes de charges totales pour le débit Q sont représentées: à l'aspiration par (ΔH_a) , au refoulement par (ΔH_r) et sont évaluées en mètres.

2.1.11. Hauteur manométrique d'aspiration (H_{ma}):

C'est lorsque la pompe est en aspiration, la lecture faite à un manomètre gradué en hauteur de dépression et corrigée de la distance verticale entre l'axe de la pompe et le point de la tuyauterie où est branchée la prise du manomètre. Elle est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration, des pertes de charge pour le débit (Q) dans la conduite d'aspiration et de la hauteur due à la vitesse du liquide dans la section de tuyauterie où est branchée la prise du manomètre. Elle est définie suivant la formule de la hauteur totale créée par la pompe (paragraphe 2.1.4).

2.1.12. Hauteur manométrique de charge (H_{mc}):

C'est lorsque la pompe est en charge, la lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de pression et corrigée de la distance verticale entre l'axe de la pompe et le centre du cadran du manomètre.

- Elle est égale à la hauteur géométrique de charge diminuée des pertes de charge pour le débit (Q) dans la conduite d'aspiration et de la hauteur due à la vitesse du liquide dans la section de tuyauterie où est branchée la prise du manomètre :

$$H_{mc} = R_c - \Delta H_a - \frac{V_a^2}{2g}$$

2.1.13. Hauteur géométrique d'aspiration (H_a):

C'est la hauteur d'aspiration, qui pratiquement ne dépend que des conditions de l'installation et pas de la pompe.

C'est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration (h_a) et des pertes de charge pour le débit (Q) dans la tuyauterie d'aspiration :

$$H_a = h_a + \Delta H_a$$

2.1.14. Hauteur énergétique de charge (H_c):

Par analogie avec le paragraphe précédent, elle est égale à la hauteur géométrique de charge diminuée des pertes de charge pour le débit (Q) dans la conduite d'aspiration:

$$H_c = h_c - \Delta H_a$$

2.1.15. NPSH disponible :

la hauteur de charge nette absolue (NPSH = Net positive suction head) est une grandeur qui caractérise l'installation et le fluide véhiculé.

En la comparant avec le NPSH requis qui est une caractéristique de la pompe, on pourra s'assurer que les conditions d'aspiration sont très satisfaisantes; on doit toujours avoir:

$$\text{NPSH disponible} > \text{NPSH requis}$$

Dans le cas contraire, il y aura vaporisation partielle du liquide, dégagement de l'air dissous, cavitations, risque de désamorçage, perte de rendement, etc ...

Le NPSH disponible s'obtient en ajoutant la hauteur due à la vitesse $\frac{V_a^2}{2g}$ à la différence entre la hauteur absolue du liquide et sa tension de vapeur, toutes deux mesurées à la bride d'aspiration de la pompe,

eventuellement corrigées de la hauteur entre ce point et la point de référence défini précédemment suivant le type de la pompe.

2.1.16. NPSH requis par la pompe :

L'utilisation des pompes et en particulier des pompes centrifuges s'étendant de plus en plus dans des domaines d'application autres que pour le pompage d'eau froide, la comparaison du NPSH disponible au NPSH requis, tend à se substituer à celle de la hauteur énergétique d'aspiration, à la capacité pratique d'aspiration, la première se prêtant plus facilement au calcul des cas spéciaux. Le NPSH requis est également une fonction de la vitesse d'utilisation et au débit. A l'encontre de la capacité pratique d'aspiration, à une vitesse déterminée, il augmente avec le débit.

2.2. Aspiration de la pompe :

L'étude qui suit admet à priori que la pompe n'a qu'une seule tuyauterie d'aspiration, c'est-à-dire aspire dans un seul puits.

2.2.1 Conditions d'aspiration : Cavitation (*)

Notion de cavitation :

Lorsque dans un circuit hydraulique la pression descend au-dessous d'une certaine valeur, généralement voisine de la tension de vapeur du liquide, il se forme des bulles et des poches de vapeur et d'air qui, dans les zones de pression plus élevée, peuvent se refermer brutalement en occasionnant du bruit, des vibrations, une érosion des matériaux et une détérioration des caractéristiques hydrauliques. C'est le phénomène de cavitation qui doit être soigneusement évité.

Dans les installations de pompage, ce phénomène se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes.

La baisse de pression qui le produit peut être due :

- à l'élévation géométrique au-dessus du niveau libre de l'eau à l'aspiration de la pompe.
- à l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement particulièrement importante dans la roue de la pompe.
- aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration, c'est-à-dire pertes de charge de la conduite plus celle du système clapet-de-pied-crêpine et du coude et d'autres singularités si il'en existe.

(*) [1]

2.3. Règles à suivre pour le tracé général de la tuyauterie d'aspiration :

2.3.1. Emplacement de la pompe :

La tuyauterie d'aspiration doit autant que possible répondre aux conditions suivantes :

- petite longueur
- faible différence d'altitude entre le niveau de l'eau à pomper et l'axe de la pompe ; d'où emplacement de la pompe proche de la prise d'eau et à un niveau bas.
- Le local où la pompe sera placée devra cependant être à l'abri de l'humidité, qui serait néfaste à la bonne conservation du moteur.

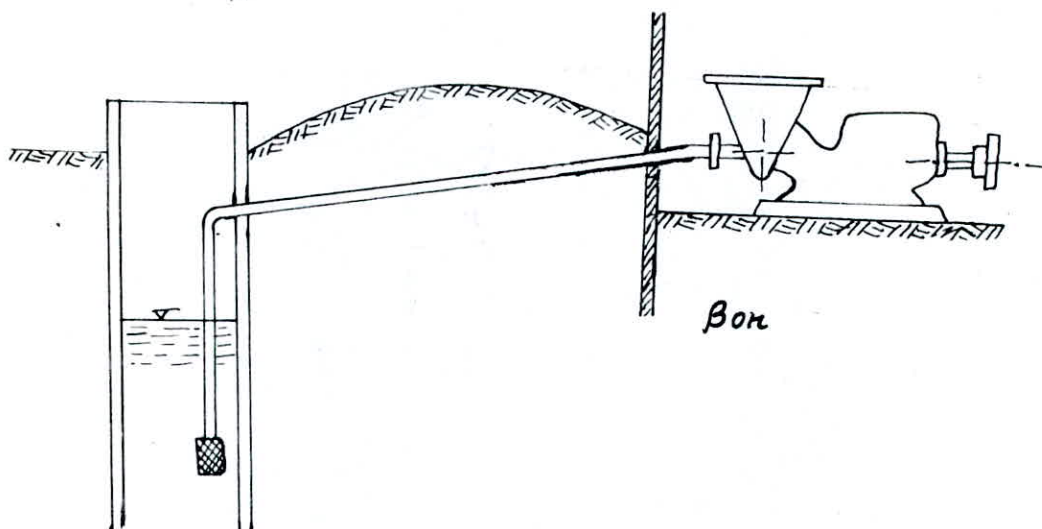
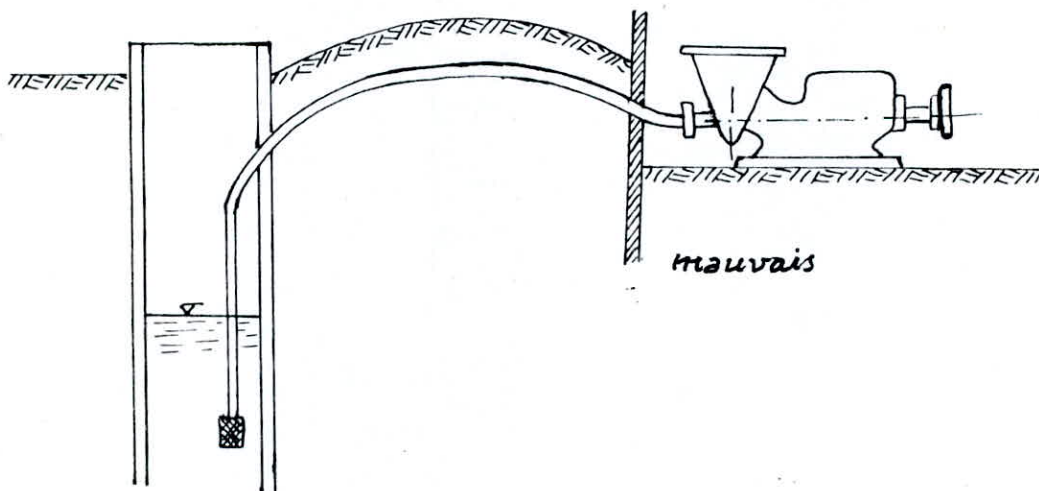
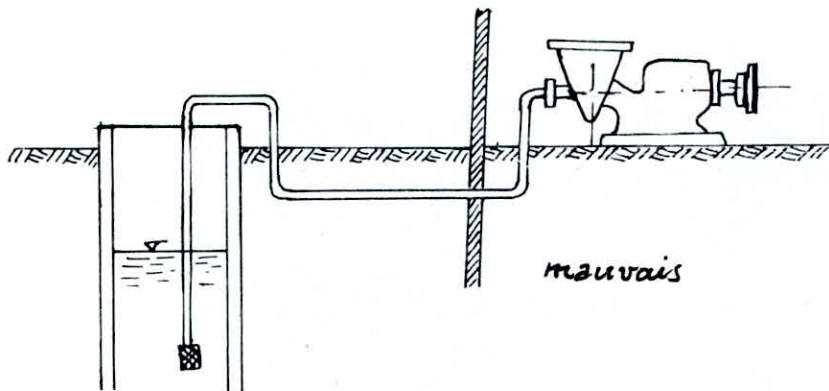
2.3.2. Pente :

Installer la tuyauterie d'aspiration en pente montante du puits vers la pompe de 2% au minimum (prescription essentielle).

Eviter soigneusement toute contre-pente qui entraînerait la formation de poches d'air au point haut. (fig. 3)

Cependant, pour certains modèles de pompe volumétrique, il doit être créé un point haut à l'entrée de la pompe par une arrivée en col-de-cygne, pour être assuré qu'au

Pentes



- Figure 3 -

moment de la mise en route, la pompe soit toujours noyée et ne fonctionne jamais à sec ; pour ces modèles, les tubulures d'entrée et de sortie sont orientées en conoé-
quence, c'est-à-dire vers le haut.

2.3.3. Précautions contre la gelée :

Pour éviter la gelée, enterrer la canalisation dans le sol de 0,50 m à 1 m, suivant les régions.

Placer un robinet de vidange dans la partie plongeant dans le puits à 1 m au moins en dessous du niveau du sol.

2.3.4. Convergent :

Si l'orifice d'aspiration de la pompe à axe horizontal est d'un diamètre inférieur à celui de la tuyauterie d'aspiration, prévoir un convergent spécial dont la génératrice soitérieure soit horizontale. (fig. 4)

Un convergent ordinaire entraînerait la présence d'un point haut où l'air s'accumulerait et serait, par suite, cause de désamorçage.

2.3.5. Clapet de pied crépiné :

A l'extrémité de la tuyauterie d'aspiration, monter un clapet de pied crépiné bien étanche dont le diamètre de l'orifice soit au moins égale à celui de la tuyauterie d'aspiration.

Avoir soin de le placer de façon :

- que la bride de raccordement à la tuyauterie soit au moins à 0,30 m au dessous du niveau des basses eaux.
- que le fond de la crépine soit au moins à 0,50 m au-dessus du fond du puits. Si cette condition ne peut être réalisée, utiliser l'orifice de la figure 4 pour éviter de pomper le sable.
- que l'axe de la crépine soit à une distance de la paroi du puits au moins égale à deux fois son diamètre.

Ces côtes correspondent à un puits curé dans lequel il n'y a ni accumulation de débris ni végétation.

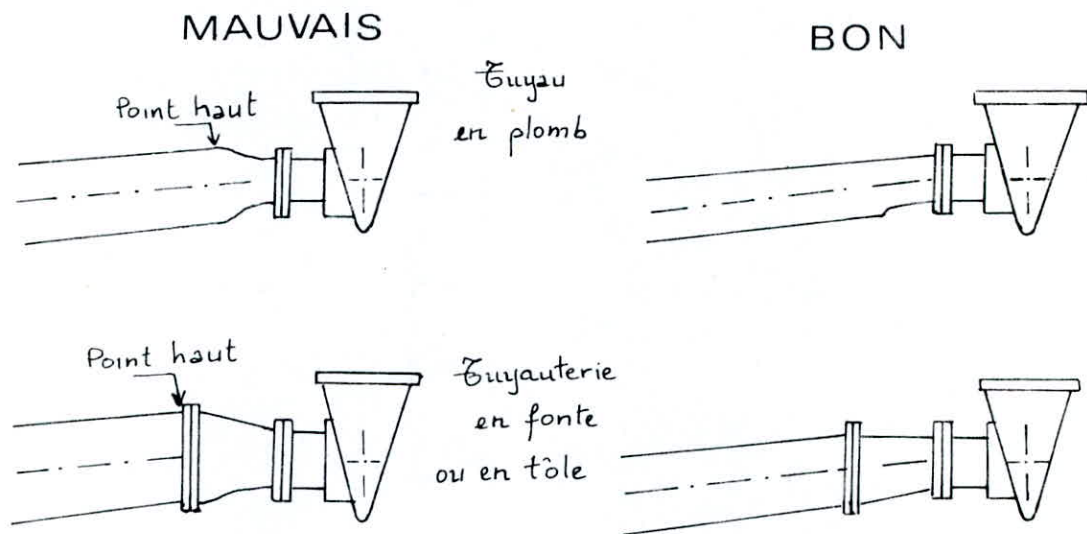
Le clapet de pied crépine et la conduite d'aspiration doivent être prévus pour résister, avec une marge de 20 m à la pression correspondant à la hauteur géométrique totale. Cette valeur de 20 m a été choisie arbitrairement pour tenir compte du "coup de bélier" qui se produit lors de l'arrêt de la pompe. Si ce "coup de bélier" peut être estimé avec plus de précision, on en tiendra compte dans l'évaluation de la marge.

Si la pompe ne comporte pas de clapet de refoulement, cette pression s'exerce en effet à l'aspiration pendant toutes les périodes d'arrêt.

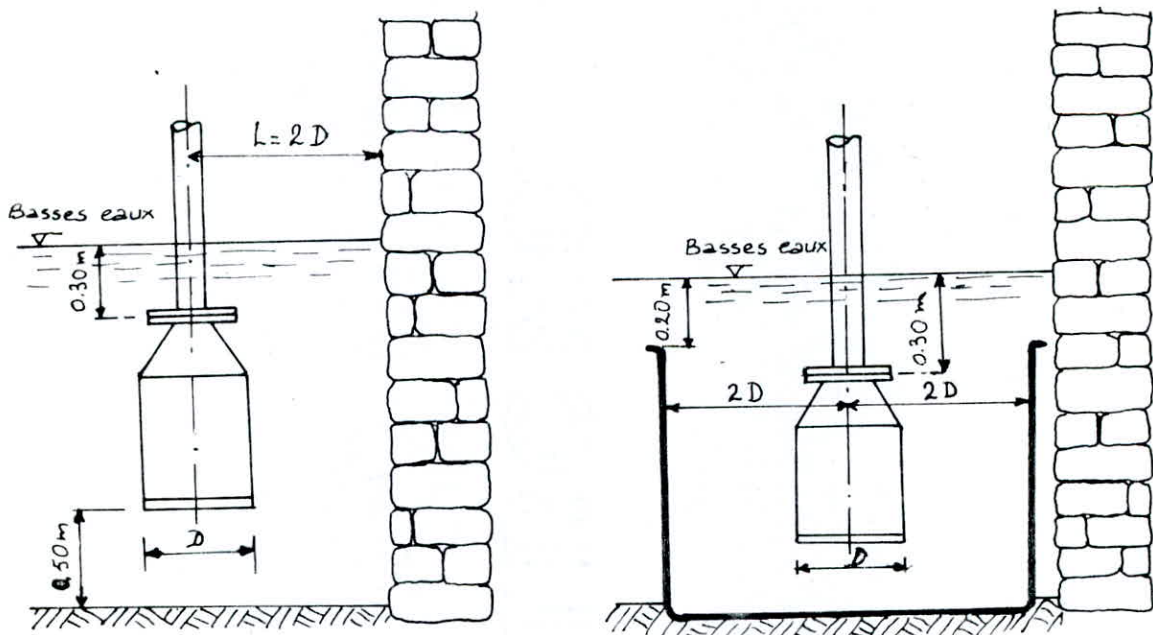
De même si la pompe possède un clapet de refoulement, celui-ci doit être normalement muni d'un by-pass, pour permettre l'amorçage dans ces conditions, la pression correspondant à la hauteur géométrique totale s'exerce sur l'aspiration pendant l'amorçage.

Si la hauteur géométrique totale est trop grande pour que, y compris la marge de 20m, les clapets de pied-crépines que l'on trouve normalement dans le commerce puissent résister, on munira la conduite d'aspiration d'une soupape de sûreté devra être noyée, pour éviter les rentrées d'air. Cette soupape sera réglée pour protéger efficacement le clapet de pied et la conduite d'aspiration. Dans ce cas, la présence d'un clapet au refoulement sera indispensable pour éviter la vidange de la conduite par la soupape pendant les périodes d'arrêt.

convergent



clapet de pied-crépine



- Figure 4 -

2.4. Essai technique :

2.4.1. Introduction :

Les essais hydrauliques consistent dans la détermination expérimentale des corrélations fonctionnelles entre les grandeurs physiques qui caractérisent le travail d'une pompe dans un certain intervalle des variables de fonctionnement.

Suivant leur caractère, ces essais relèvent du contrôle technique. Les essais techniques consistent à contrôler le fonctionnement de la pompe dans les conditions réelles de travail et en égard à des paramètres déterminées.

Parmi ces essais techniques, on note la détermination de l'allure des courbes caractéristiques de la pompe.

2.4.2. Principes d'exécution des essais hydrauliques :

Dans l'exécution des essais hydrauliques de la pompe, les principes suivants doivent être observés :

- 1°) Le domaine et l'étendue des essais dépendent de leur but et de leur caractère.
- 2°) Les essais doivent être faits, autant que possible, dans les conditions réelles ou dans les conditions de laboratoire qui s'écartent le moins des conditions réelles de fonctionnement de la pompe examinée.

- 3°) Autant que faire se peut, on appliquera des méthodes de mesure direct.
- 4°) Pour la détermination de la valeur des grandeurs moyennes, les mesurages seront exécutés dans des conditions de recherche permanentes, donc invariables dans le temps.
- 5°) Indépendamment du caractère des recherches, le nombre d'essais correspondant à une valeur du débit doit se monter au moins à deux.
- 6°) Les lectures seront indépendamment par deux observations; comme résultat de chaque mesurage, on adoptera la moyenne arithmétique des deux observations.
- 7°) Les essais seront affectés pour autant de valeurs du débit qu'il en faut pour pouvoir tracer les courbes caractéristiques.
- 8°) Les résultats seront dépouillés dès la fin de chaque mesurage et le mesurage suivant ne sera entrepris qu'après vérification qu'il ne se produit pas d'erreurs grossières.
- 9°) Les appareils de mesurage seront vérifiés avant et après la fin des mesurages et soumis à des contrôles périodiques.
- 10°) La précision des appareils et instruments employés sera adaptée à la précision de mesurage exigée; la méthode utilisée sera de même analysée sous l'angle de sa précision.
- 11°) On mesurera toujours à la température ambiante et pour les mesures plus précises, également celles du liquide.

2.4.3. Mesurage des grandeurs physiques caractéristiques:

On note parmi les grandeurs caractéristiques relatives à l'écoulement d'un liquide dans une pompe:

- La pression d'aspiration P_s
- La pression de refoulement P_t
- Le débit Q
- La vitesse de rotation r
- La puissance absorbée par la pompe (P)

Lors des essais, on procède en outre au mesurage des grandeurs linéaires:

- Hauteur géométrique d'aspiration h_a
- Température du liquide véhiculé t_1
- Température ambiante t
- Poids volumique
- Viscosité du liquide

a) Mesurage des pressions:

Le mesurage des pressions s'effectue au moyen de manomètres à tubes de bourdon et de manomètres à membranes. La hauteur de pression et la chute de la hauteur de pression sont mesurées à l'aide de manomètres à liquide à air libre et de manomètres différentiels à liquide.

Dans les manomètres à mesures à air libre, l'espace au-dessus de la mesure (du côté du raccordement de la pompe) doit être rempli de liquide pompé et dans la branche libre uniquement d'air.

- Le prélèvement de la pression doit se faire dans des sections situées à proximité des tubulures d'aspiration et de refoulement (Dans notre cas, seulement à proximité de la tubulure d'aspiration).

Les orifices de prise de pression doivent être percés normalement sur la paroi de la conduite, leur diamètre doit être compris entre 3 et 8 mm tout en étant égal ou inférieur à l'épaisseur de la paroi.

- Les tuyaux de raccordement des manomètres doivent être remplis du liquide pompé.
- Les tuyaux raccordant les manomètres et les vacumètres aux conduites d'aspiration et de refoulement doivent être pourvus de robinets permettant de débrancher ces appareils et d'amortir les variations de pression.

b) Mesurage du débit:

Le mode de mesurage du débit varie suivant le mode de fonctionnement de la pompe en circuit ouvert ou fermé.

* Mesurage du débit des installations à circuit ouvert:

Dans les installations à circuit ouvert, le mesurage du débit s'effectue indirectement au moyen des méthodes pondérales ou volumétriques, ou indirectement à l'aide des débimètres ouverts (le plus souvent de déversoirs de mesurage ou de danaïdes).

- Le mesurage pondéral du volume d'un liquide de poids spécifique connu consiste dans la pesée de la quantité de liquide ayant afflué dans le réservoir en un temps donné. Ce procédé est employé dans le cas de faibles débits, de liquide dont la température est connue.

- Dans les installations à circuit ouvert, le débit est le plus souvent déterminé en mesurant le volume (V) du liquide écoulé en un temps (t) dans un réservoir jaugé.

C'est la méthode de mesure la plus commode et en même temps la plus précise, à condition que le récipient de mesure soit convenablement étalonné.

- Lorsque le liquide pompé s'écoule librement dans les conduites de refoulement, le mesurage du débit peut se faire à l'aide de déversoirs rectangulaires sans contraction latérale ou avec contraction bilatérale et (dans le cas de moindres débits), de déversoirs triangulaires, le débit de sortie est également mesuré à l'aide de danaïdes.

- L'avantage des déversoirs et des danaïdes est qu'ils donnent la possibilité d'observer directement la variation du débit.
- Leur inconvénient réside dans la faible précision requise dans les mesurages qui est due aux oscillations de la surface libre du liquide.

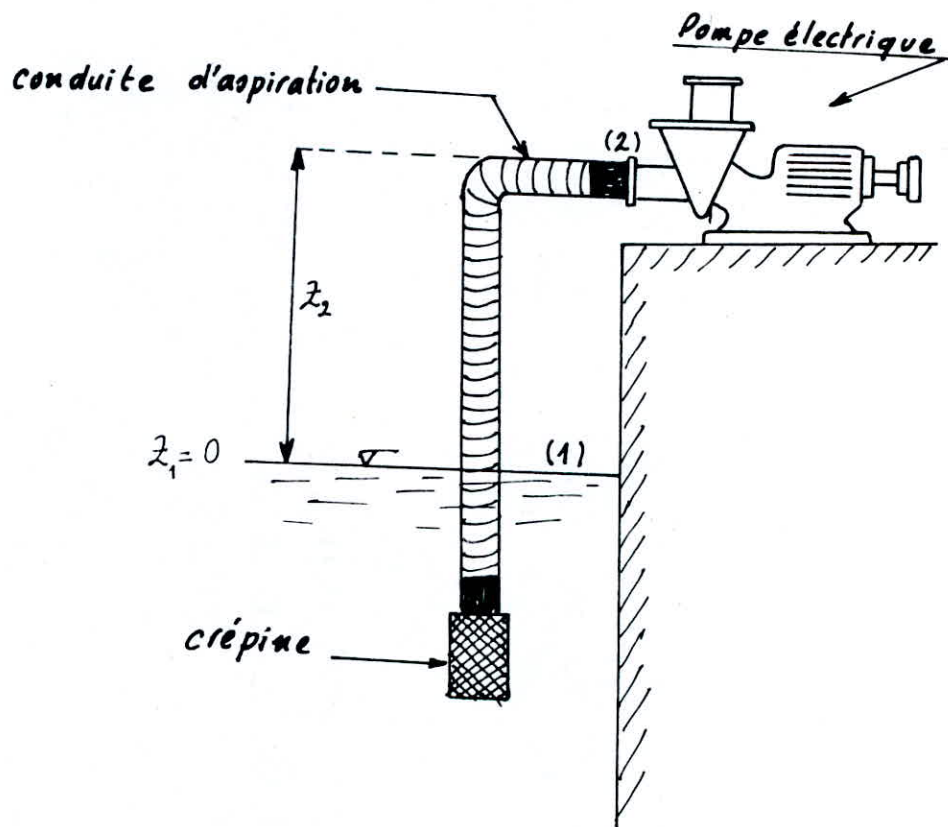
2.4.4. Étude numérique :

Pour calculer les pressions à l'entrée de la pompe c'est-à-dire au point le plus élevé de la conduite d'aspiration, nous avons utilisé un manomètre à mercure en U.

Avant de mesurer, il faut avoir le même niveau de mercure dans les deux tubes du manomètre. Les deux tubes du manomètre doivent normalement, à part le mercure, être vidés. Dans notre cas, nous avons eu une certaine colonne d'eau dans chaque partie du manomètre et cela ne gêne en aucun cas le déroulement de l'expérience.

Du fait que ces paramètres (colonnes d'eau) interviennent dans les calculs, on applique l'équation de Bernoulli pour déterminer la pression recherchée).

On considère deux points (1) et (2) entre le point de prise de pression à l'entrée de la pompe (2) et le plan d'aspiration (1), (voir figure 5).



-Figure 5-

2.4.4.1. Calcul des pressions:

En considérant les hauteurs d'eau dans chaque tube du manomètre. Soit:

$$h'_{\text{eau}} = 0,761 \text{ m}$$

$$h''_{\text{eau}} = 0,425 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{eau}} = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{Hg}} = 13600 \text{ kg/m}^3$$

En établissant l'équation permettant l'équilibre des pressions entre les deux points considérés, on obtient:

$$P_a + \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot h_1 + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot h'_{\text{eau}} = P_0 + \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot h_2 + \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot h''_{\text{eau}}$$

$$P_a = P_0 - \rho_{\text{Hg}} \cdot g \cdot (h_1 - h_2) - \rho_{\text{eau}} \cdot g \cdot (h'_{\text{eau}} - h''_{\text{eau}})$$

$$\begin{aligned} P_a &= 103000 - 13600 \cdot 9,81 (h_1 - h_2) - 10^3 \cdot 9,81 (0,761 - 0,425) \\ &= 103000 - 133416 (h_1 - h_2) - 3296,16 \end{aligned}$$

soit :

$$P_a = 99703,84 - 133416 (h_1 - h_2)$$

-Tableau d'étalonnage d'un déversoir triangulaire. $2\alpha = 27^\circ$
étalonnage à 2‰ près

h [mm]	Q [l/s]	h [mm]	Q [l/s]	h [mm]	Q [l/s]	h [mm]	Q [l/s]	h [mm]	Q [l/s]
80	0.62	100	1.07	120	1.68	140	2.48	160	3.46
81	0.63	101	1.10	121	1.73	141	2.53	161	3.51
82	0.65	102	1.12	122	1.77	142	2.57	162	3.57
83	0.67	103	1.15	123	1.80	143	2.62	163	3.62
84	0.69	104	1.18	124	1.84	144	2.66	164	3.70
85	0.71	105	1.21	125	1.87	145	2.71	165	3.75
86	0.73	106	1.23	126	1.91	146	2.75	166	3.81
87	0.75	107	1.27	127	1.93	147	2.80	167	3.86
88	0.78	108	1.30	128	1.98	148	2.84	168	3.92
89	0.80	109	1.33	129	2.02	149	2.89	169	3.98
90	0.82	110	1.36	130	2.06	150	2.96	170	4.03
91	0.84	111	1.39	131	2.10	151	3.01	171	4.09
92	0.86	112	1.42	132	2.14	152	3.05	172	4.15
93	0.90	113	1.45	133	2.18	153	3.10	173	4.21
94	0.92	114	1.48	134	2.22	154	3.15	174	4.27
95	0.94	115	1.52	135	2.27	155	3.20	175	4.33
96	0.97	116	1.55	136	2.32	156	3.25	176	4.39
97	0.99	117	1.58	137	2.36	157	3.30	177	4.45
98	1.02	118	1.62	138	2.40	158	3.36	178	4.54
99	1.04	119	1.65	139	2.44	159	3.41	179	4.60

- Suite du tableau d'étalonnage d'un déversoir triangulaire -

$h_{[mm]}$	$Q_{[l/s]}$	$h_{[mm]}$	$Q_{[l/s]}$	$h_{[mm]}$	$Q_{[l/s]}$	$h_{[mm]}$	$Q_{[l/s]}$	$h_{[mm]}$	$Q_{[l/s]}$
180	4.66	200	6.05	220	7.67	240	9.56	260	11.65
181	4.72	201	6.13	221	7.79	241	9.65	261	11.76
182	4.79	202	6.20	222	7.87	242	9.75	262	11.80
183	4.85	203	6.28	223	7.96	243	9.85	263	11.90
184	4.92	204	6.35	224	8.05	244	9.95	264	12.14
185	4.98	205	6.43	225	8.13	245	10.05	265	12.25
186	5.05	206	6.50	226	8.22	246	10.15	266	12.36
187	5.11	207	6.61	227	8.31	247	10.25	267	12.48
188	5.18	208	6.69	228	8.40	248	10.35	268	12.59
189	5.25	209	6.77	229	8.49	249	10.45	269	12.71
190	5.32	210	6.85	230	8.58	250	10.59	270	12.82
191	5.38	211	6.93	231	8.67	251	10.70	271	12.94
192	5.45	212	7.01	232	8.76	252	10.80	272	13.05
193	5.55	213	7.09	233	8.86	253	10.91	273	13.17
194	5.62	214	7.17	234	8.95	254	11.01	274	13.29
195	5.63	215	7.25	235	9.08	255	11.12	275	13.41
196	5.76	216	7.33	236	9.17	256	11.22	276	13.55
197	5.83	217	7.42	237	9.27	257	11.33	277	13.65
198	5.91	218	7.50	238	9.36	258	11.44	278	13.81
199	5.98	219	7.58	239	9.46	259	11.55	279	13.93

-Tableau de calcul des pressions à l'aspiration-

N ^{bre} d'exp ^{ce}	h_1 [m]	h_2 [m]	Δh [m]	P_a [N/m ²]
1	0.591	0.503	0.088	87963.232
2	0.598	0.497	0.101	86228.824
3	0.604	0.490	0.114	84494.416
4	0.613	0.482	0.131	82226.344
5	0.622	0.475	0.147	80091.688
6	0.633	0.467	0.166	77556.784
7	0.661	0.442	0.219	70485.736
8	0.693	0.415	0.278	62614.192
9	0.717	0.396	0.321	56877.304
10	0.742	0.375	0.367	50740.168
11	0.761	0.358	0.403	45937.192
12	0.783	0.334	0.449	39800.056
13	0.803	0.311	0.492	34063.168
14	0.823	0.298	0.525	29660.440
15	0.843	0.283	0.560	24990.860

Interprétation du tableau:

h_1 : colonne de mercure provoquée par la pression d'aspiration.

h_2 : colonne de mercure provoquée par la pression atmosphérique.

Δh : différence de niveau entre les deux colonnes de mercure considérées.

P_a : pression calculée à l'aspiration.

2.4.4.2. Détermination des pertes de charge dues à la conduite d'aspiration:

En considérant la conduite comme étant linéaire, vu sa longueur (5m), l'expression générale des pertes de charge, s'écrit:

$$\Delta H = \lambda \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

ΔH : représentant la perte de charge par mètre de conduite mesurée en mètres de hauteur du liquide.

g : la pesanteur

D : le diamètre

l : longueur de la conduite

λ : est un coefficient sans dimensions, appelé coefficient de perte de charge.

- Ce coefficient est fonction du nombre de Reynolds et des caractéristiques du tuyau.
- Dans le cas du régime turbulent, il existe plusieurs formules donnant la valeur de (λ).
- En pratique, on détermine la valeur de (λ) au moyen du diagramme de Moody ou de formules empiriques traduites en tables ou en abaques.

2.4.4.3. Détermination de λ par le diagramme ^(*) universel de Moody:

En se basant sur les expériences de NIKURADSE, sur l'analyse mathématique de PRANDTL et de VON KARMAN, sur les observations de COLEBROOK et WHITE et sur un grand nombre d'expériences sur les conduites industrielles, MOODY a établi un diagramme logarithmique qui donne λ en fonction du nombre de REYNOLDS et de la rugosité relative ϵ/D , la formule de COLEBROOK et WHITE est donnée:

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

On peut aussi calculer λ à partir de l'équation de BLASIUS pour les conduites lisses et $Re < 10^5$ qui est donnée par:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

tous calculs faits, on trouve que λ varie entre 0,02477 et 0,01834. Par contre, par le diagramme de MOODY, on trouve que λ varie entre 0,0245 et 0,02250

(*) [2]

La vitesse d'écoulement est calculée d'après l'expression :

$$V = \frac{Q}{A} ; \text{ où } A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Soit le diamètre nominal $D = 0,08 \text{ m}$.

ce qui nous donne la section $A = 5,026 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$.

A partir de la vitesse, on calcule le nombre de REYNOLDS pour chaque débit sachant que le coefficient de viscosité cinématique de l'eau $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

En dernier lieu, on calcule les pertes de charge dans la conduite :

$$\Delta H = \lambda \frac{\ell}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{on a : } \frac{\ell}{2gD} = 3,1855 = \text{Constante}$$

ce qui nous donne :

$$\Delta H = 3,1855 \cdot \lambda \cdot V^2$$

En tenant compte de la rugosité relative soit $\epsilon/D = 10^{-3} \text{ mm}$

-Tableau de calcul des p.d.c dues à la conduite d'aspiration-

Nbre d'exp.	$h_{\text{dev.}} [\text{mm}]$	$Q_{\text{dev.}} [\text{l/s}]$	$v [\text{m/s}]$	$Re \times 10^4$	λ	$\Delta H_{\text{cond.}} [\text{m}]$
1	119.7	1.671	0.3325	2.660	0.02450	0.00863
2	129.6	2.044	0.4066	3.253	0.02435	0.01280
3	136.7	2.348	0.4670	3.736	0.02430	0.01688
4	145.1	2.714	0.5399	4.320	0.02420	0.02247
5	150.3	2.975	0.5920	4.736	0.02410	0.02690
6	155.0	3.200	0.6366	5.090	0.02400	0.03098
7	166.2	3.820	0.7600	6.080	0.02350	0.04324
8	173.6	4.246	0.8448	6.760	0.02325	0.05286
9	176.7	4.432	0.8820	7.056	0.02310	0.05724
10	181.2	4.734	0.9420	7.536	0.02290	0.06473
11	183.3	4.871	0.9690	7.752	0.02280	0.06820
12	186.7	5.092	1.0130	8.100	0.02275	0.07436
13	189.2	5.264	1.0470	8.376	0.02270	0.07924
14	191.1	5.387	1.0710	8.570	0.02260	0.08257
15	193.2	5.564	1.1070	8.856	0.02250	0.08783

2.4.4.4. Détermination des pertes de charge dues au clapet de pied-crépine:

En appliquant l'équation de Bernouilli pour les deux plans considérés (plan d'aspiration et plan de prise de pression à l'entrée de la pompe) (fig. 5), on aura la relation suivante:

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h'_{\text{crép.}} + \Delta H_{\text{conduite}}$$

$$Z_1 = 0 \quad ; \quad Z_2 = 1,20 \text{ m}$$

$$\text{d'où: } h'_{\text{crép.}} = \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g} - \frac{V^2}{2g} - Z_2 - \Delta H_{\text{conduite}}$$

et enfin:

$$h'_{\text{crép.}} = 10,4995 - \frac{P_a}{9810} - \frac{V^2}{19,62} - 1,20 - \Delta H_{\text{conduite}}$$

où $h'_{\text{crép.}}$ est la perte de charge due au système clapet de pied-crépine.

Le coefficient de perte de charge du système clapet de pied-crépine est déterminé à partir de la relation suivante:

$$h'_{\text{crép.}} = \xi_{\text{crép.}} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

d'où:

$$\xi_{\text{crép.}} = h'_{\text{crép.}} \cdot \frac{2g}{V^2}$$

-Tableau de calcul des p.d.c dûes au clapet de pied-crépine-

Nbre. d'exp ^{ce}	$P_a/9810$	$V^2/19.62$	$h'_{\text{crépine}} [m]$	$Q_{\text{crépine}}$
1	8.9660	0.00563	0.3192	56.700
2	8.7892	0.008426	0.4884	57.970
3	8.6130	0.01110	0.6585	59.271
4	8.3818	0.01485	0.8804	59.286
5	8.1643	0.01786	1.0904	61.052
6	7.9060	0.02065	1.3418	64.978
7	7.1851	0.02944	2.0417	69.351
8	6.3827	0.03637	2.8275	77.742
9	5.7979	0.03965	3.4047	85.868
10	5.1723	0.04523	4.0172	88.817
11	4.6827	0.04785	4.5000	94.044
12	4.0570	0.05230	5.1157	97.814
13	3.4723	0.05580	5.6921	102.009
14	3.0235	0.05846	6.1349	104.936
15	2.5475	0.06246	6.6017	105.695

Interprétation du tableau: (p. 49)

h : hauteur d'eau prise sur le limnimètre électrique

En variant le débit (Q) au moyen de la vanne, les hauteurs de colonne de mercure se déplacent tout en provoquant une différence de pression ($h_1 - h_2$).

La hauteur d'eau (h) dans le bassin de refoulement est prise sur le limnimètre.

A partir de cette valeur de h et en consultant le tableau d'étalonnage d'un déversoir, on tire la valeur du débit (Q) correspondante à toute valeur de h .

Enfin, à partir des valeurs obtenues sur les tableaux précédents, on trace les courbes: $P_a = f(Q)$ et $h'_{crép} = f(Q)$.

Conclusion:

Dans le cas d'une bonne crépine, on a un coefficient $\xi = 2 \div 4$. Mais pratiquement, on admet une valeur de ξ atteignant 10.

D'après les résultats obtenus par l'expérience, on constate que les valeurs de ξ sont élevées (p. 49), c'est pourquoi la pompe fonctionne en régime de cavitation.

$P_a \text{ [N/m}^2\text{]}$
 $\times 10^3$

90

75

60

45

30

- courbe de $P_a = f(Q)$

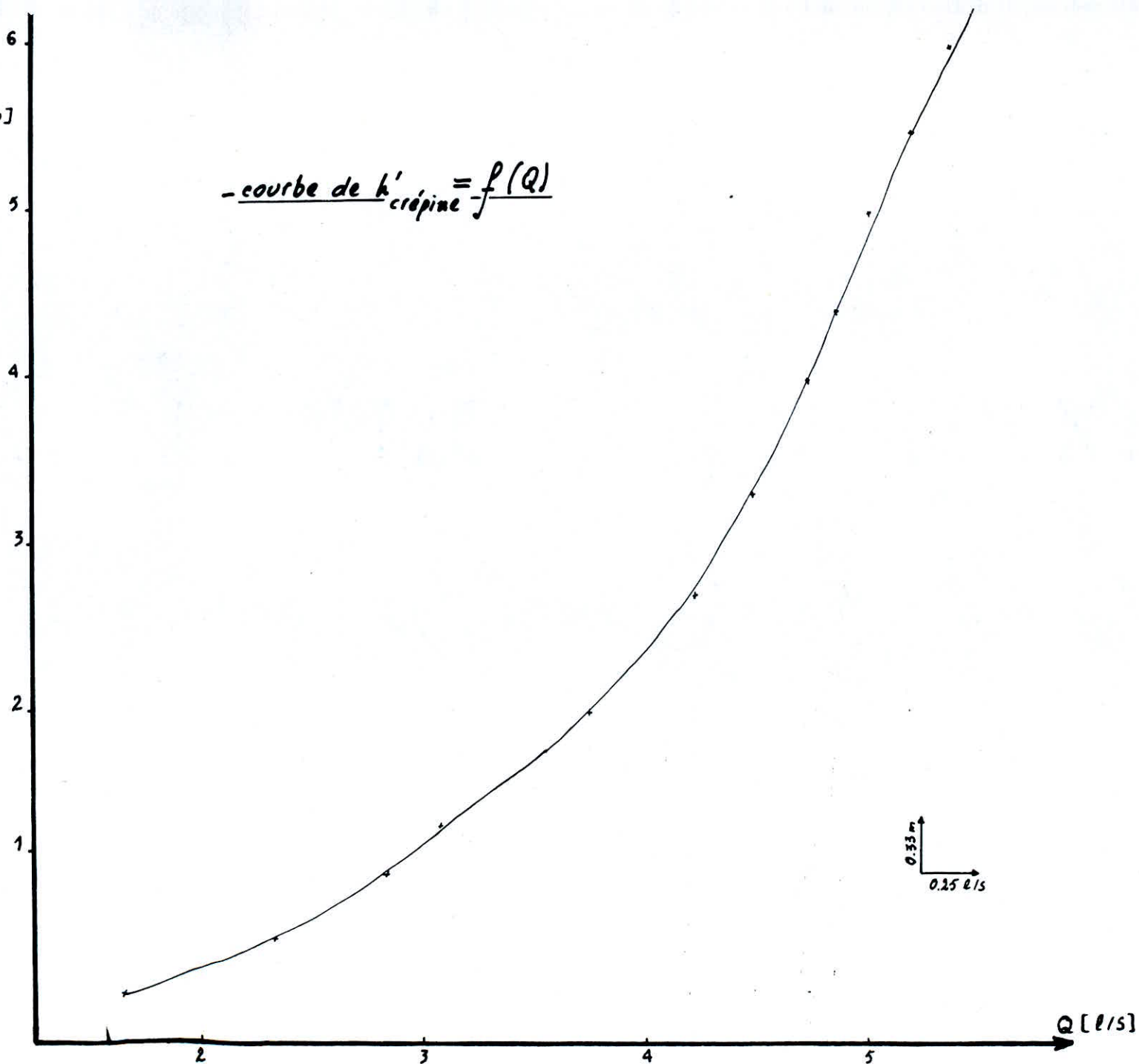
$3 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$
 0.33 l/s

$Q \text{ [l/s]}$

-54-

$h'_{crapine} [m]$

- courbe de $h'_{crapine} = f(Q)$



Chapitre III

CONSTRUCTION D'UN MODÈLE DE CRÉPINE

1. Introduction :

Le corps de la crépine que nous avons conçue a été réalisé en plexi-glass.

2. Réalisation :

Le modèle de la crépine proposé a été entièrement réalisé au laboratoire du département d'hydraulique. Cette réalisation a nécessité quelques matériaux tels que des plaques et tubes de dimensions différentes en plexi-glass, une tige filetée, un morceau de bois, des vis et des écrous.

3. Matériel utilisé :

- 5 plaques de plexi-glass pour réaliser les brides de liaison
- 2 tubes en plexi-glass de 55 mm de diamètre
- 1 tube en plexi-glass de 100 mm de diamètre
- 1 tube en caoutchouc de 55 mm de diamètre pour la réalisation du corps perforé de la crépine.
- 1 tige filetée de 6 mm de diamètre pour actionner le clapet de la crépine.

1 support en bois qui sert de guide à la tige filetée .
1 volant pour manoeuvrer la tige filetée
et enfin des vis et des écrous pour l'assemblage de tout
le système.

4. Description du modèle:

Le modèle de crépine que nous proposons est accompagné d'une cuvette qui sert de petit réservoir, elle est munie de paroi stabilisatrice, d'un orifice d'alimentation en eau et d'un petit orifice de vidange qu'on peut relier au trop-plein. Une partie de cette cuvette a été aménagée en réservoir (genre de cheminée) avec une règle graduée.

Le corps de la crépine se compose de plusieurs éléments, ce sont : le corps perforé de la crépine, un élément en tube de 55 mm de diamètre muni de deux brides, suivi d'un élément en tube de 100 mm de diamètre muni de deux brides puis un autre élément en tube de 55 mm de diamètre muni d'une seule bride.

Le clapet est maintenu par une tige filetée qui est à son tour fixée à un support en bois qui repose sur le bac, enfin un volant est fixé à la tige pour actionner et régler la position du clapet.

Pour contrôler le débit, nous avons relié la crépine à une conduite munie d'un débitmètre et d'un robinet-vanne ainsi qu'un piezomètre en U rattaché aux deux extrémités du débitmètre dans la conduite.

4.1. Conduite d'amenée ou principale:

La conduite d'amenée est munie d'un robinet-vanne pour permettre le réglage du débit d'arrivée.

4.2. Cuvette ou réservoir:

Cette cuvette se compose:

- d'une chambre d'arrivée reliée à une prise permettant l'alimentation de la chambre,
 - d'une chambre d'expérimentation alimentée par une face latérale perforée (celle-ci joue aussi le rôle de tranquilisateur).
- La base de la chambre est munie en son centre d'un orifice; des diamètres différents peuvent s'y adapter grâce à une plaquette solidaire genre de bride, munie de boulons et d'un joint d'étanchéité.

4.3. Réservoir gradué:

Ce réservoir est collé à l'extérieur, sur l'une des parois de la chambre et faisant vase communicant avec celle-ci grâce à des petits trous pratiqués très bas sur la dite paroi. Il permet de mesurer la hauteur ou le niveau d'eau dans la chambre.

4.4. La crépine: (fig. p. 63)

4.4.1. Le corps perforé de la crépine:

Ce corps permet la pénétration de l'eau dans la crépine à travers un certain nombre de trous déterminé et calculé comme suit:

En partant de la condition suivante, on établira les différentes étapes de calcul:

* La section totale des trous de la crépine doit être au moins égale à 5 fois la section de l'orifice de raccordement.

Pour l'installation d'une grille perforée, on peut utiliser la relation suivante exprimant le nombre d'ouvertures (Z) ou leur pas (distances transversale et longitudinales entre elles), en fonction de leur diamètre (d_o) et du coefficient de section libre (f) de la grille.

- Section de l'orifice de raccordement (S_R): (*)

$D = 55 \text{ mm}$ (diamètre de raccordement)

$$S_R = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (55)^2}{4} = 2374,65 \text{ mm}^2$$

- Section totale des trous (aire de la section libre de l'obstacle):

$$F_0 = S_{T.T} \approx 5 \cdot S_R = 5 \cdot 2374,65 = 11873,25 \text{ mm}^2$$

Aire frontale de l'obstacle:

$$F_p = \pi \cdot D \cdot l$$

(*) [6]

$$F_p = \pi \cdot D \cdot l$$

l : longueur du tube à perforer

D : diamètre du tube

$$l = 200 \text{ mm}$$

$$D = 60 \text{ mm}$$

$$F_p = 3,14 \cdot 60 \cdot 200 = 37680$$

- Coefficient de section libre de l'obstacle:

$$\bar{f} = \frac{F_o}{F_p} = 0,3149 \approx 0,315$$

- Nombres d'ouvertures:

$$Z = \frac{1,27 \cdot \bar{f} \cdot F_p}{d_o^2} \quad d_o = 8 \text{ mm}$$

$$Z = \frac{1,27 \cdot 0,315 \cdot 37680}{64} = 235,53 \approx 236$$

- Distance entre les ouvertures:

Nous avons le cas d'une disposition rectangulaire (par rangées et colonnes des ouvertures).

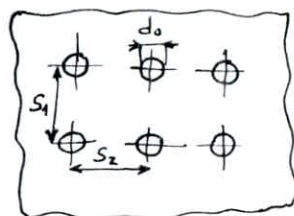
$$S_1 = \frac{0,785 \cdot d_o^2}{S_2 \cdot \bar{f}} \quad ; \quad S_2 = \frac{0,785 \cdot d_o^2}{S_1 \cdot \bar{f}}$$

Dans la première formule, on suppose connu le pas S_2 et dans la deuxième formule, on suppose connu le pas S_1 .

Dans le cas particulier, qui est notre cas où $S_1 = S_2$, on obtient:

$$S_1 = S_2 = \frac{0,89 d_0}{\sqrt{f}}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{0,89 \cdot 8}{\sqrt{0,315}} \approx 12 \text{ mm}$$



4.4.2. La deuxième partie du corps de la crépine:

Elle se compose de trois parties:

- 1°) Un premier tube de 55 mm de diamètre et 10 cm de long assemblé à deux brides, l'une pour pouvoir le fixer à la cuvette et l'autre à la partie qui suit du corps de la crépine.
- 2°) Un deuxième tube de 100 mm de diamètre et 18 cm de long qui représente la chambre de fonctionnement du clapet ou soupape assemblé également à deux brides pour la fixation des deux extrémités de ce tube.
 Au dernier tiers de cette partie, nous avons installé une prise de pression reliée à un tuyau pour permettre la lecture de la p.d.c causée par le système.
- 3°) Le troisième tube représente la dernière partie du corps de la crépine. Il a les mêmes dimensions que le premier tube seulement il présente un rétrécissement à l'une de ses extrémités pour pouvoir l'assembler à la conduite de sortie ou d'évacuation du débit.

4.4.3. Le clapet (soupape):

Cette soupape est l'obstacle principal qui cause les pertes de charge les plus importantes dans la crépine.

C'est une pièce circulaire de 66 mm de diamètre munie d'un petit trou de 6 mm de diamètre au milieu pour permettre le passage de la tige filetée auquel elle est fixée par deux écrous. Le dimensionnement du clapet est soumis à une condition qui est :

$$0,1 < \frac{b_T}{D_0} < 0,25 \quad (*)$$

$$D_0 = 55 \text{ mm}$$

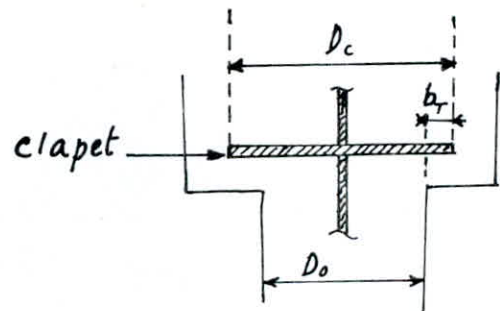
$$D_c = 66 \text{ mm}$$

$$D_c - D_0 = 2 b_T$$

$$b_T = \frac{D_c - D_0}{2}$$

$$b_T = \frac{66 - 55}{2}$$

$$b_T = 5,5$$



$$\text{d'où: } \frac{b_T}{D_0} = 0,1$$

qui est dans l'intervalle imposé par la condition ci-dessus.

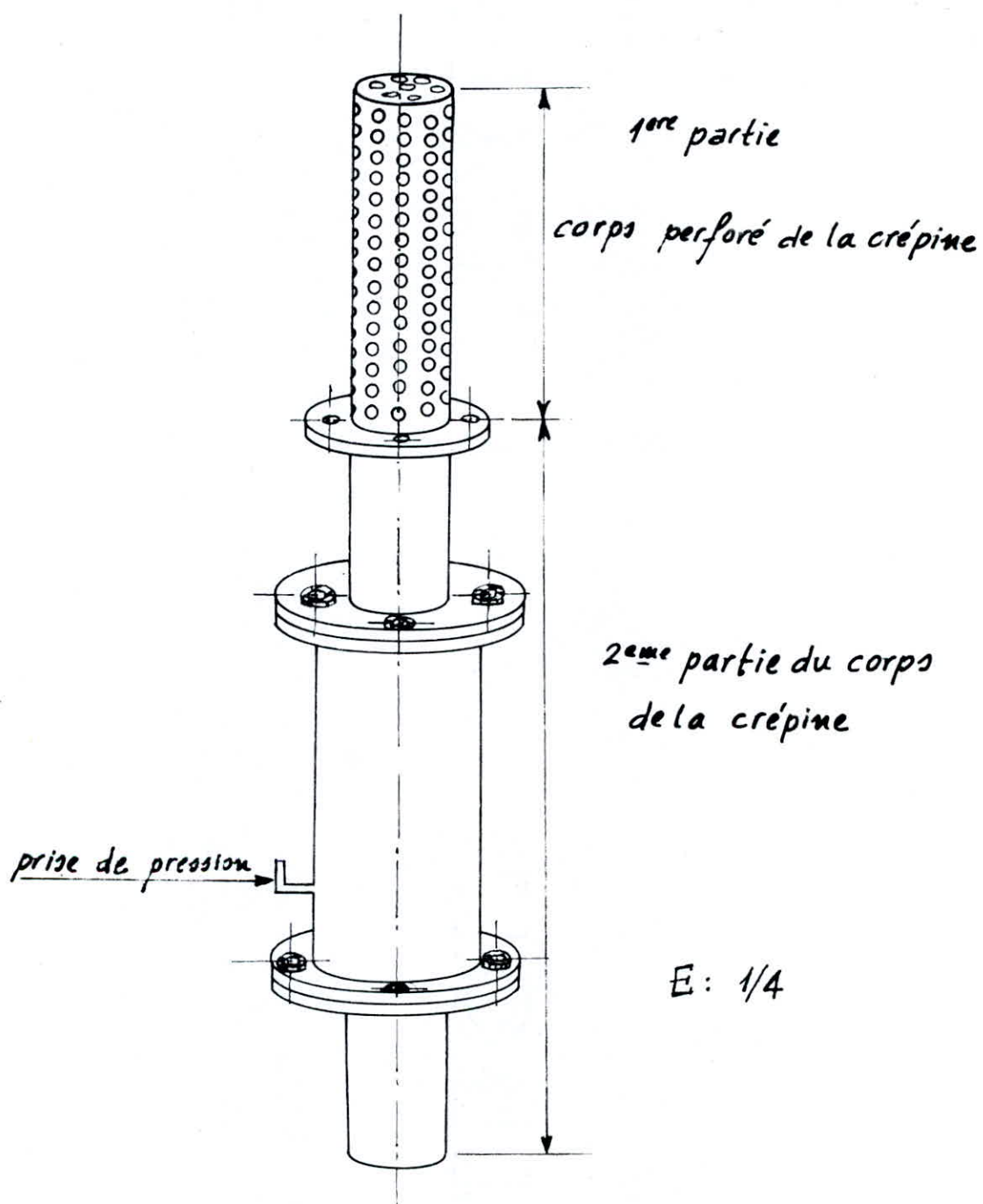
(*) [6]

4.5. Conduite d'évacuation du débit:

Cette conduite joue le rôle de la conduite d'aspiration dans le cas réel. Elle est munie d'un débitmètre préalablement étalonné et d'un robinet-vanne pour permettre le réglage du débit à évacuer.

4.6. Piézomètre:

Nous avons installé un piézomètre en U relié aux deux prises de pression délimitant le débitmètre installé dans la conduite. Ce piézomètre nous permet de lire directement la pression différentielle causée entre les deux extrémités du débitmètre et à partir de cette lecture, on calcule la valeur du débit suivant le tableau d'étalonnage de ce débitmètre.



- SCHEMA-TYPE DE LA CRÉPINE REALISÉE -

Chapitre IV

EXPÉRIENCE FAITE SUR LE MODÈLE DE LA CRÉPINE RÉALISÉE

1. Etalonnage du débitmètre:

1.1. le débitmètre à segment:

Dans les conduits en charge, on mesure souvent le débit en produisant une variation de vitesse au moyen d'un rétrécissement. Si on mesure $v^2/2g$ avant et après rétrécissement, on peut déduire le débit Q .

Le rétrécissement peut être provoqué par un diaphragme à bords tranchants, par une tuyère à bords arrondis, ou dans notre cas par un obstacle particulier composé d'un rétrécissement graduel, suivi d'un élargissement graduel (en forme de segment). Le débit est déterminé par la mesure, à l'aide d'un manomètre, de la dépression résultante.

1.2. Manomètre différentiel:

Il est constitué par des piézomètres à eau. Ils sont en plexiglass et attachés aux prises du débitmètre. Ils sont reliés à leur extrémité supérieure par un tube flexible pouvant comprimer ou raréfier l'air. Pour éviter les fluctuations de niveau dans les piézomètres, les orifices de prises doivent être très petits.

La lecture sur les deux tubes déterminera la chute piezométrique dans le convergent, en raison de la transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle de pression. C'est en fonction de Δh que nous pouvons contrôler le débit.

* Avantages:

- Les filets de courant passant à proximité de la prise de pression au niveau de l'obstacle ne sont pas déviés de leur direction primitive et restent rectilignes, ce qui exclue la formation de tourbillons pouvant affecter la valeur de la pression.
- L'autre avantage réside dans le fait que les pertes de charge sont faibles.

Débit théorique:

A_1 : Section de la conduite

A_2 : Section du rétrécissement

On applique le théorème de Bernoulli aux deux sections tout en négligeant les pertes de charge par rapport à l'axe de la conduite.

$$\frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\bar{w}} = Z_2 + \frac{P_2}{\bar{w}} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$Z_1 = Z_2 \quad \frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

En vertu de l'équation de conduite $Q = V_1 A_1 = V_2 A_2$, on a :

$$V_1^2 = \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \cdot V_2^2$$

donc :

$$\frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} = \frac{V_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

Sachant que :

$$\frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} = \Delta h = h_1 - h_2$$

alors :

$$\Delta h = \frac{V_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

$$\text{d'où :} \quad V_2^2 = 2g \frac{\Delta h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}$$

et :

$$Q = \frac{\sqrt{2g} \cdot \sqrt{\Delta h} \cdot A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} = \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}}} \sqrt{\Delta h}$$

$$\text{si on pose : } \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}}} = \text{Constante} = C$$

$$\begin{aligned} \text{la relation devient :} \quad Q &= C \cdot \sqrt{\Delta h} \\ Q &= C \cdot \Delta h^{0.5} \end{aligned}$$

1.3. Etalonnage:

Il est effectué en faisant passer différents débits qu'on détermine par la méthode volumétrique. Le débit est donné par le quotient du volume d'eau recueilli dans une capacité jaugée par le temps de remplissage.

(Pour éviter les erreurs, chaque opération est renouvelée trois fois de suite).

$$Q = \frac{V}{t} \text{ (en l/s)}$$

A chaque débit qui passe, correspond une différence des hauteurs piézométriques.

Pour effectuer les mesures, le débit-mètre doit être légèrement incliné pour éviter les poches d'air avec l'ensemble des points $(\Delta h_i, Q_i)$, on cherche l'équation de la courbe adéquate.

$Q = a \cdot \Delta h^b$ étant une fonction puissance, on est amené à effectuer un ajustement puissance.

Cependant, il serait plus commode de linéariser cette fonction en introduisant le logarithme:

$$\log Q = \log a + b \log \Delta h$$

en posant: $\log Q = Y$ et $\log \Delta h = X$

l'équation devient:

$$Y = \log a + bX$$

Les coefficients a et b sont donnés par les formules ci-dessous, obtenues en appliquant la méthode des moindres carrés :

$$b = \frac{N \sum_{i=1}^{10} x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{N \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}$$

$$a = \text{Exp} \left(\frac{\sum y_i \sum x_i^2 - \sum x_i \sum x_i y_i}{N \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \right)$$

N étant le nombre de points ($=10$)
et $1 < i < 10$.

Le degré de perfectionnement de l'ajustement est donné par le coefficient de corrélation r_c

$$r_c = \frac{N \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\left[(N \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2) (N \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2) \right]^{1/2}}$$

on obtient: $a = 0,166$

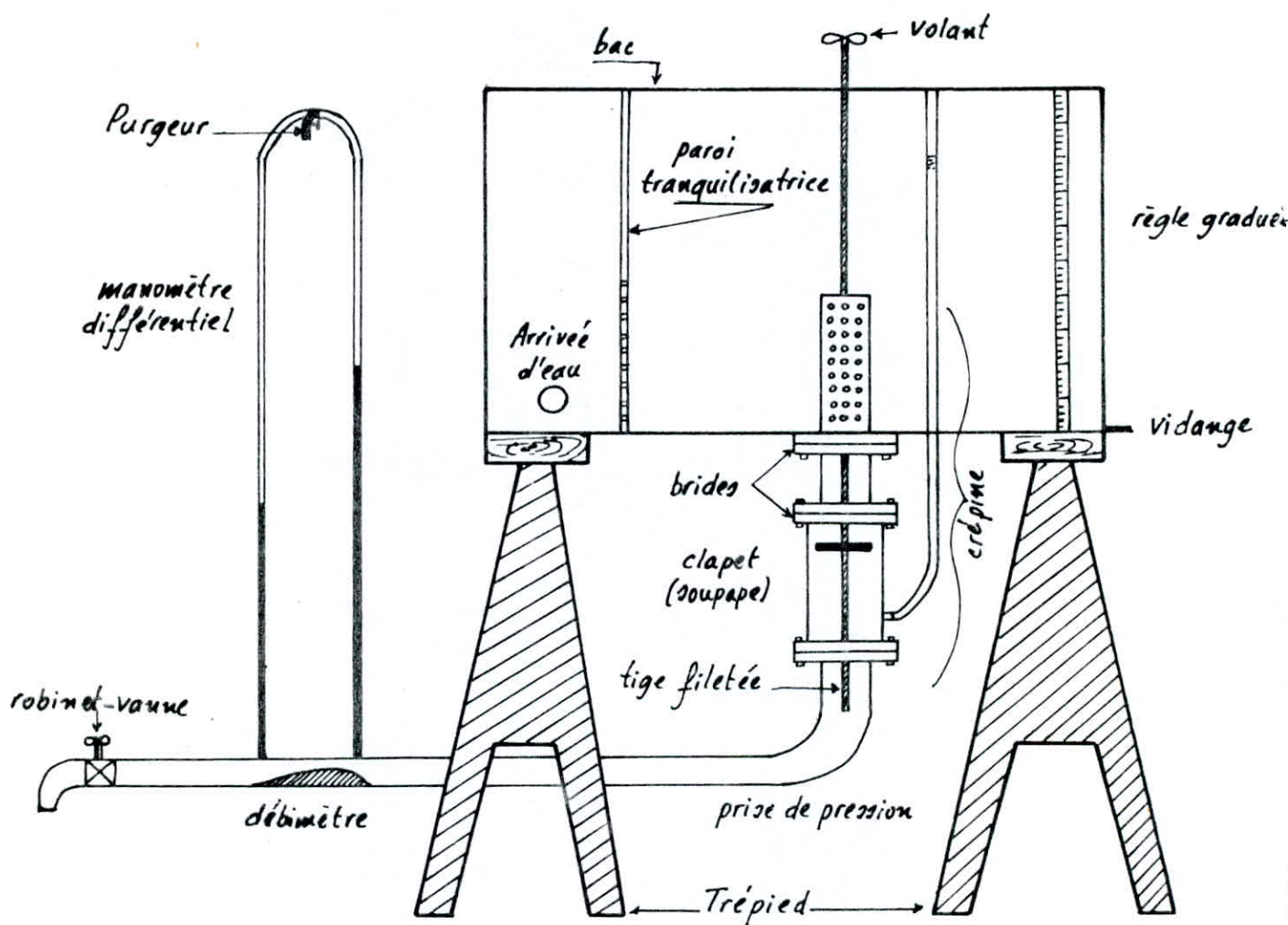
$$b = 0,496$$

$$r_c = 0,989$$

$$Q = 0,166 \Delta h^{0,496}$$

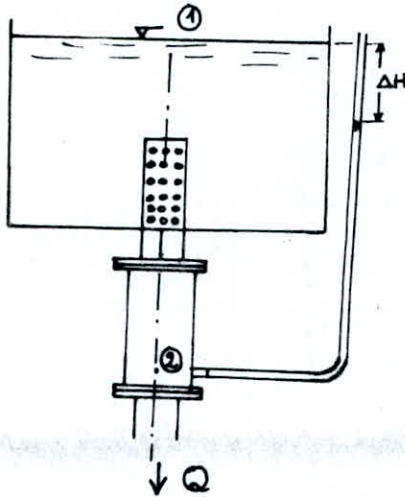
-Tableau d'étalonnage du débitmètre-

Volume (V) [l]	Temps (t) [Sec]	Débit Corresp. (Q) [l/s]	Débit moyen (Q _m) [l/s]	Lectures piézométriques		Pression différentielle (Δh) [cm]
				h ₁ [cm]	h ₂ [cm]	
28.50	60.10	0.47	0.47	110.8	102.4	08.4
28.23	59.97	0.47				
28.40	60.35	0.47				
28.46	41.31	0.69	0.70	112.9	95	17.9
28.26	40.99	0.70				
28.22	42.42	0.71				
28.39	35.65	0.80	0.80	114.5	90.4	24.1
28.48	35.72	0.80				
27.96	35.18	0.79				
28.19	29.97	0.94	0.94	116.5	83.3	33.2
28.85	30.69	0.94				
28.85	30.64	0.94				
28.62	27.85	1.03	1.04	117.6	78	39.6
30.34	28.45	1.07				
28.85	28.09	1.03				
28.16	25.61	1.10	1.10	118.7	73.5	45.2
28.33	25.75	1.10				
28.45	25.83	1.10				
27.83	22.47	1.24	1.23	120.7	64.1	56.6
27.98	22.91	1.22				
27.86	22.58	1.23				
28.42	19.27	1.47	1.48	125.4	43.7	81.7
28.24	19.14	1.48				
28.30	19.18	1.48				
28.40	17.28	1.64	1.64	127.2	26.2	101
27.96	17.01	1.64				
28.16	17.05	1.64				
28.09	15.44	1.82	1.82	129.1	05.4	123.7
27.74	15.19	1.83				
27.44	15.13	1.81				



- SCHEMA D'INSTALLATION DE LA CREPINE -

2. Etude numérique:



On considère les points (1) et (2) de référence respectivement sur le plan d'eau et la prise de pression située au dernier quart de la crépine. En établissant la relation de Bernouilli entre ces deux points, on aura :

$$h_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = h_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h'$$

$$P_2 = \rho g (h_1 - \Delta H) + P_0$$

$$h_1 + \frac{P_1}{\rho g} = (h_1 - \Delta H) + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h'$$

d'où on tire l'expression des pertes de charge :

$$h' = \Delta H - \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h' = \sum \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{S}$$

d'où, le coefficient des pertes de charge de la crépine sera :

$$\zeta = \frac{2gh'}{V^2}$$

Les calculs sont représentés sur les tableaux suivants en ayant :

$$Q = 0,166 \Delta h^{0,496}$$

et le diamètre du clapet :

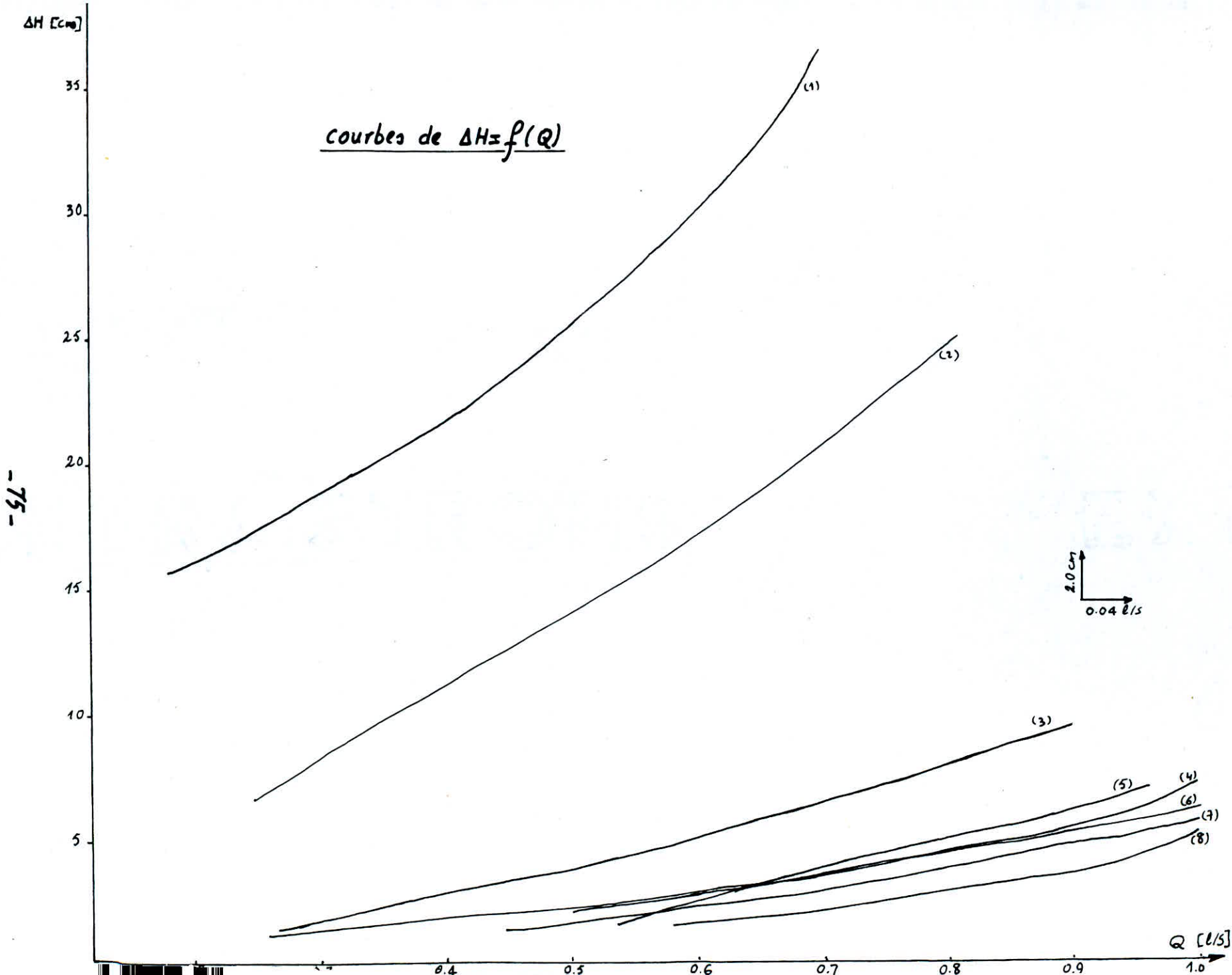
$$\phi_{\text{clapet}} = 66 \text{ mm}$$

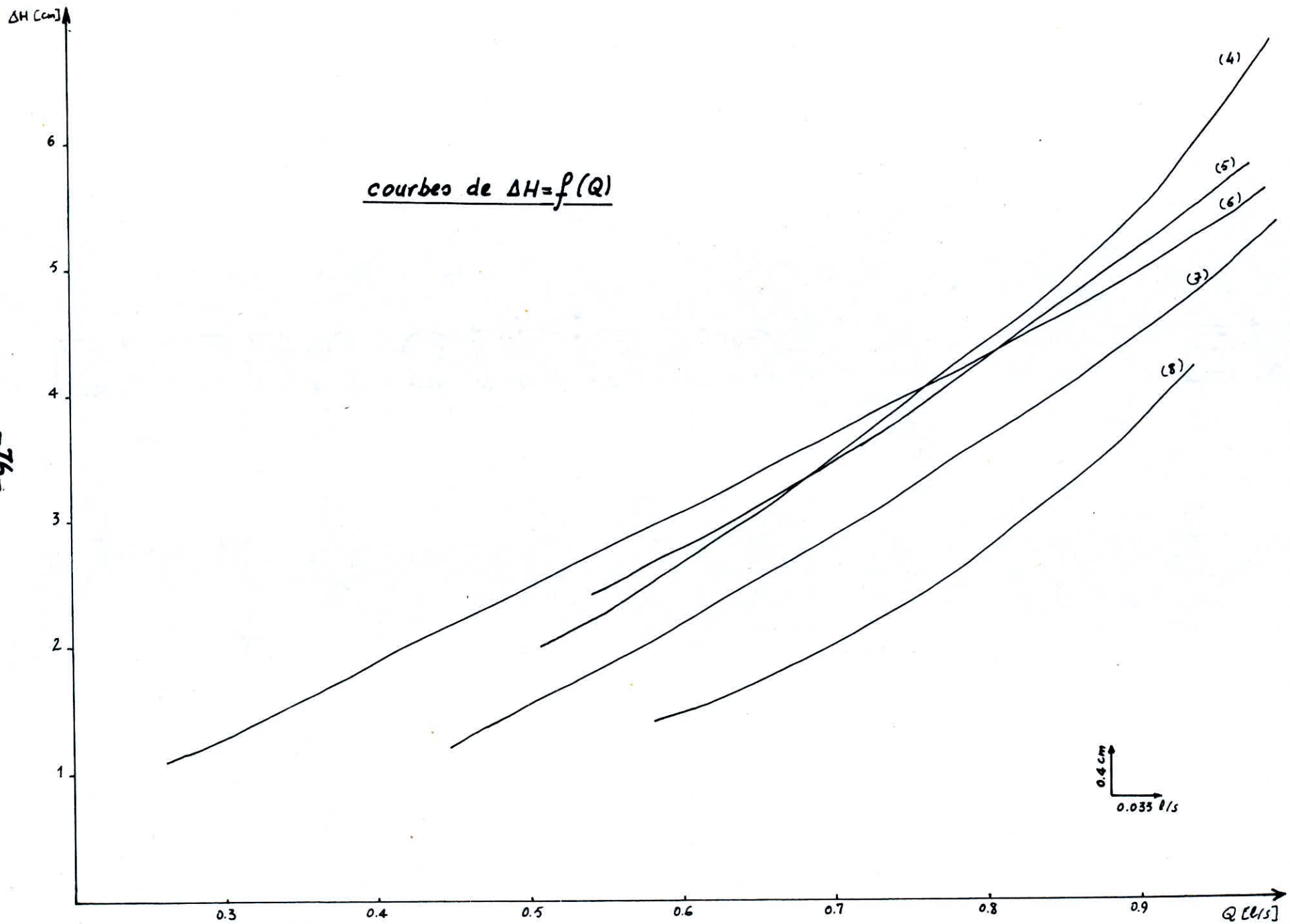
- Tableau de mesures des p.d.c, pour calculer le coefficient de p.d.c de la crépine (ξ) -

Nbre. d'expce.	h_{clapet}	$\Delta h_{\text{mano.}}$ [cm]	$\Delta H(\text{bac})$ [cm]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Q [l/s]
1	5 mm	1.2	15.5	96.7	95.5	0.1817
		2.1	17	96.4	94.3	0.2398
		4.2	19.2	96.4	92.2	0.3382
		7.2	22.8	96.6	89.4	0.4419
		12.3	28.4	97.2	84.9	0.5763
		18.3	36.2	97.7	79.4	0.7019
2	10 mm	2.2	6.6	97.9	95.7	0.2454
		4.2	9.6	97.7	93.5	0.3382
		10.8	14.8	98.3	87.5	0.5403
		14.6	17.8	98.8	84.2	0.6275
		20.6	22.6	99.4	78.8	0.7443
		24.5	24.7	99.6	75.1	0.8112
3	15 mm	2.6	1.3	100.4	97.8	0.2666
		6.2	2.8	100.6	94.4	0.4103
		10.8	4.1	101	90.2	0.5403
		17.6	6.1	102.1	84.5	0.6884
		30.5	9.2	104.2	73.7	0.9043
		35	10.4	105	70	0.9682
4	20 mm	9.6	2.0	102.3	92.7	0.5097
		13	2.6	102.7	89.7	0.5924
		18.5	3.5	103.5	85	0.7054
		22.1	4.1	104.1	82	0.7707
		27.1	4.8	105	77.9	0.8528
		39.2	6.9	107	67.8	1.0242

- Suite tableau de mesures des p.d.c de la crépine -

Nbre. d'expé.	h_{clapet}	$\Delta h_{\text{mano.}}$ [cm]	$\Delta H (\text{bac})$ [cm]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Q [l/s]
5	25 mm	10.8	2.4	101.6	90.8	0.5403
		12.8	2.7	101.4	88.6	0.5878
		15.3	3.0	101.4	86.1	0.6422
		18.2	3.4	101.6	83.4	0.7000
		21.8	4.0	102.4	80.3	0.7655
		35.5	5.8	104.4	68.9	0.9750
6	30 mm	2.5	1.1	99.3	96.8	0.2615
		4.7	1.6	99.3	94.6	0.3576
		7.1	2.3	99.4	92.3	0.4388
		14.3	2.7	100.8	86.5	0.6211
		19.4	3.8	101.7	82.3	0.7225
		40.8	5.8	107	66.2	1.0447
7	35 mm	7.4	1.2	101.1	93.7	0.4479
		13.8	2.3	102.2	88.4	0.6102
		20.6	3.1	103.3	82.7	0.7443
		24.4	3.7	103.9	79.5	0.8095
		31.4	4.6	105.2	73.8	0.9174
		43.3	5.4	108.7	65.4	1.0759
8	40 mm	12.5	1.4	103.8	91.3	0.5809
		17.5	1.9	104.7	87.2	0.6865
		24.0	2.7	106.0	82.0	0.8029
		28.6	3.5	106.9	78.3	0.8759
		34.7	4.2	107.9	73.2	0.9641
		46.2	5.6	109.8	63.6	1.1111

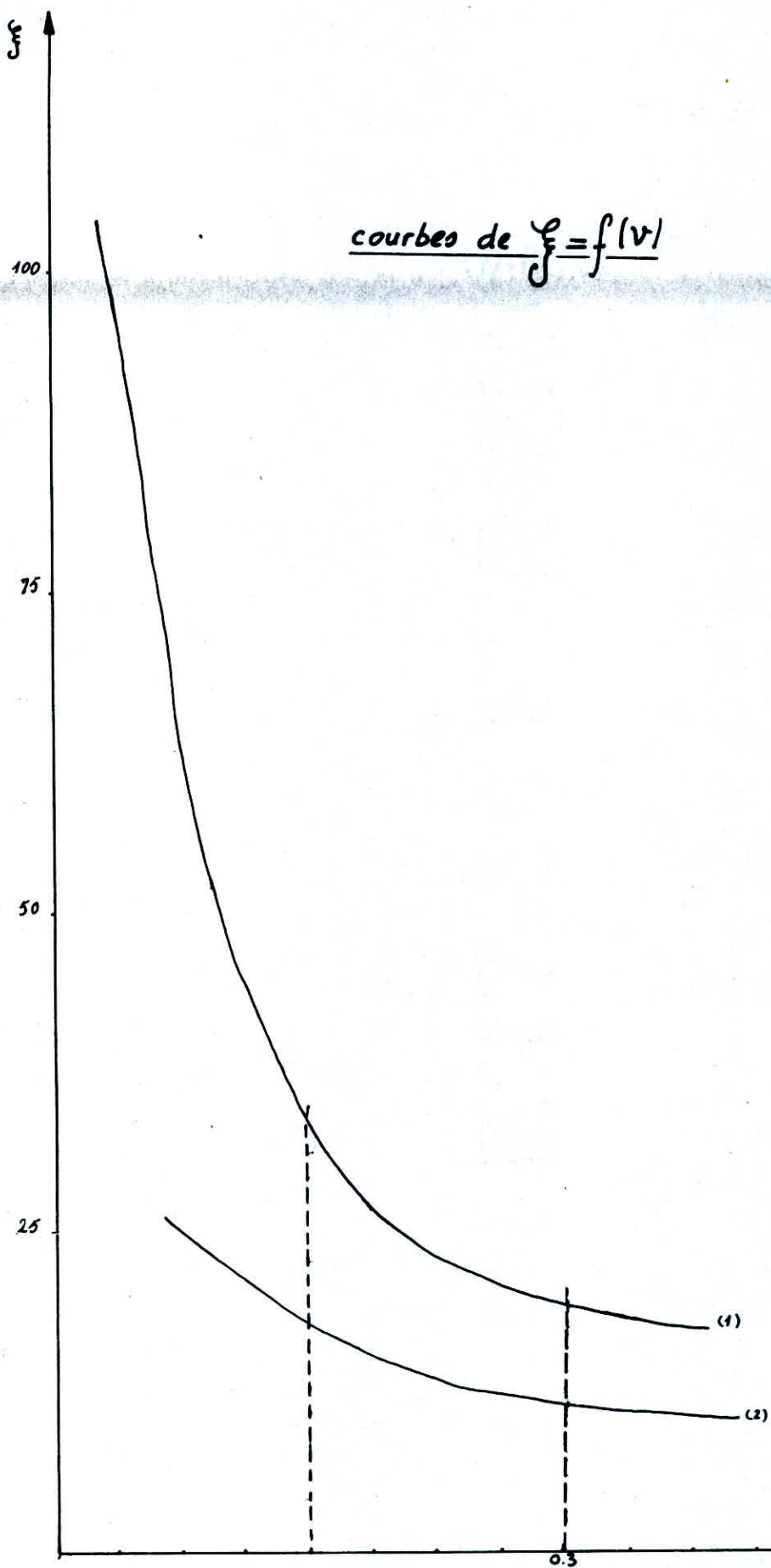




- Tableau de calcul du coefficient de p.d.c de la crépine -

Nbre. d'exp.	v [m/s]	v^2	φ crépine	Nbre. d'exp.	v [m/s]	v^2	φ crépine
1	0.0855	$7,32 \times 10^{-3}$	415.44	5	0.2544	0.0647	7.25
	0.1129	0.01275	261.60		0.2772	0.0766	6.89
	0.1592	0.02536	148.54		0.3023	0.0914	6.43
	0.2080	0.04329	103.32		0.3296	0.1086	6.14
	0.2714	0.07363	75.67		0.3604	0.1299	6.04
	0.3305	0.1092	65.02		0.4591	0.2107	5.39
2	0.1155	0.01335	96.98	6	0.1231	0.01516	14.23
	0.1592	0.02536	74.27		0.1684	0.02835	11.07
	0.2544	0.06472	44.86		0.2066	0.04269	10.57
	0.2955	0.08730	40.00		0.2924	0.08553	6.19
	0.3505	0.1228	36.09		0.3402	0.1157	6.44
	0.3819	0.1459	33.21		0.4919	0.2419	4.70
3	0.1255	0.01575	16.18	7	0.2109	0.04448	5.29
	0.1932	0.0373	14.72		0.2873	0.08255	5.46
	0.2544	0.06472	12.43		0.3504	0.1228	4.95
	0.3240	0.10507	11.39		0.3811	0.14529	4.99
	0.4258	0.1813	9.95		0.4319	0.1866	4.83
	0.4558	0.2078	9.81		0.5066	0.2566	4.13
4	0.2400	0.0576	6.81	8	0.2735	0.0748	3.67
	0.2789	0.0778	6.55		0.3232	0.1045	3.56
	0.3323	0.1104	6.21		0.3780	0.1429	3.70
	0.3629	0.1317	6.11		0.4124	0.1701	4.03
	0.4015	0.16125	5.84		0.4539	0.2061	3.99
	0.4812	0.2326	5.82		0.5230	0.2736	4.01

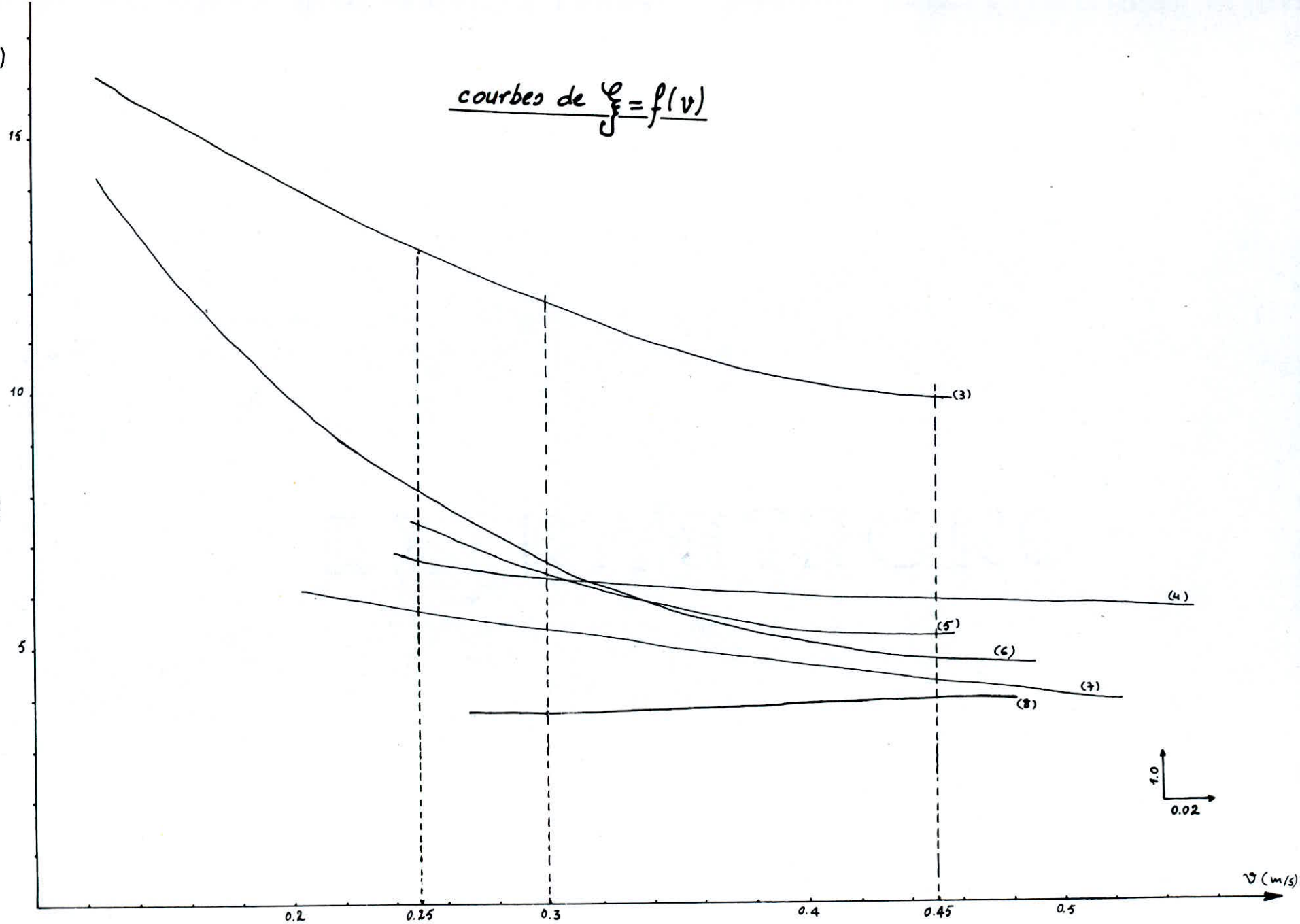
courbes de $\xi = f(v)$



(f)

courbes de $\xi = f(v)$

-79-



- Tableau de mesures de ξ en fonction de h/D et de la vitesse (v) -

h/D	Coefficient des p.d.c. (ξ)		
	$v = 0.25 \text{ m/s}$	$v = 0.30 \text{ m/s}$	$v = 0.45 \text{ m/s}$
0.096	82.00	68.00	—
0.192	45.00	39.00	—
0.288	12.70	11.65	9.80
0.384	6.70	6.30	5.90
0.480	7.30	6.35	5.20
0.577	8.00	6.60	4.75
0.673	5.65	5.30	4.30
0.769	3.60	3.85	3.90

h = hauteur d'ouverture du clapet : 5, 10, 15.....40
 D = diamètre nominal de la crépine
 v = vitesse moyenne

Après avoir établi le tableau de mesures de $\zeta = f(h/D, v)$, on trace les courbes de $\zeta = f(h/D)$ pour les vitesses correspondantes. On remarque que les trois courbes tendent à avoir la même allure à partir de $\zeta = 8$ à peu près.

Donc, en fixant $\zeta = 8$ sur les trois courbes et en projetant verticalement sur l'axe des abscisses (h/D), on aura:

$$h/D_n = 0,38$$

On sait que le diamètre nominal, $D_n = 52 \text{ mm}$, d'où on tire:

$$h = 0,38 D_n$$

$$h = 0,38 \times 52 = 19,76 \approx 20 \text{ mm}$$

Donc, on a obtenu pour un coefficient de pertes de charge de la crépine $\zeta = 8$, une ouverture correspondante du clapet $h = 20 \text{ mm}$.

3. Détermination du poids du clapet (soupape) de la crépine :

Pour cela, nous avons fait une série de mesures des pertes de charge de la crépine sans clapet (soupape).

Nous avons dressé le tableau correspondant aux mesures prises, nous avons calculé les débits pour chaque mesure puis nous avons tracé les courbes de $\Delta H = f(Q)$, pour le cas de la crépine avec soupape pour l'ouverture $h = 20 \text{ mm}$ et pour le cas sans soupape, nous avons fixé un débit $Q = 0,8 \text{ l/s}$ sur les deux graphes, puis nous avons déterminé les p.d.c respectives.

Pour le même débit, on a la relation suivante:

$$\Delta H_{\text{soupape}} = \Delta H_{\text{tot.}} - \Delta H_{ss}$$

$$\Delta H_{\text{tot.}} = \text{p.d.c du système crépine-clapet}$$

$$\Delta H_{ss} = \text{p.d.c de la crépine sans soupape}$$

Graphiquement, nous avons obtenu les valeurs suivantes:

$$\Delta H_{\text{tot.}} = \Delta H_{\text{syst.}} = 4,4 \text{ cm}$$

$$\Delta H_{ss} = 1,75 \text{ cm}$$

On tire ΔH causé par la soupape seulement qui est donné par la relation suivante:

$$\Delta H_s = \Delta H_{\text{syst.}} - \Delta H_{ss} = 4,4 - 1,75 = 2,65 \text{ cm}$$

$$\text{On a : } \Delta H_s = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}$$

$$\Delta P = \Delta H_s \cdot \rho \cdot g$$

$$\Delta P = 2.65 \cdot 10^2 \cdot 10^3 \cdot 9.81 \approx 260 \text{ Pa}$$

La force de soulèvement de la soupape est donnée par la relation suivante :

$$F = \Delta P \cdot \frac{D_s^2 \pi}{4} + F_{\text{jet}} \quad (*)$$

$$F_{\text{jet}} = \frac{\bar{\omega}}{\rho} \cdot Q \cdot V = g \cdot Q \cdot V = g \cdot \frac{Q^2}{A}$$

$$\text{On sait que : } D_s = 66 \text{ mm} = 0.066 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi D_n^2}{4}, \quad D_n = 52 \text{ mm} = 0.052 \text{ m}$$

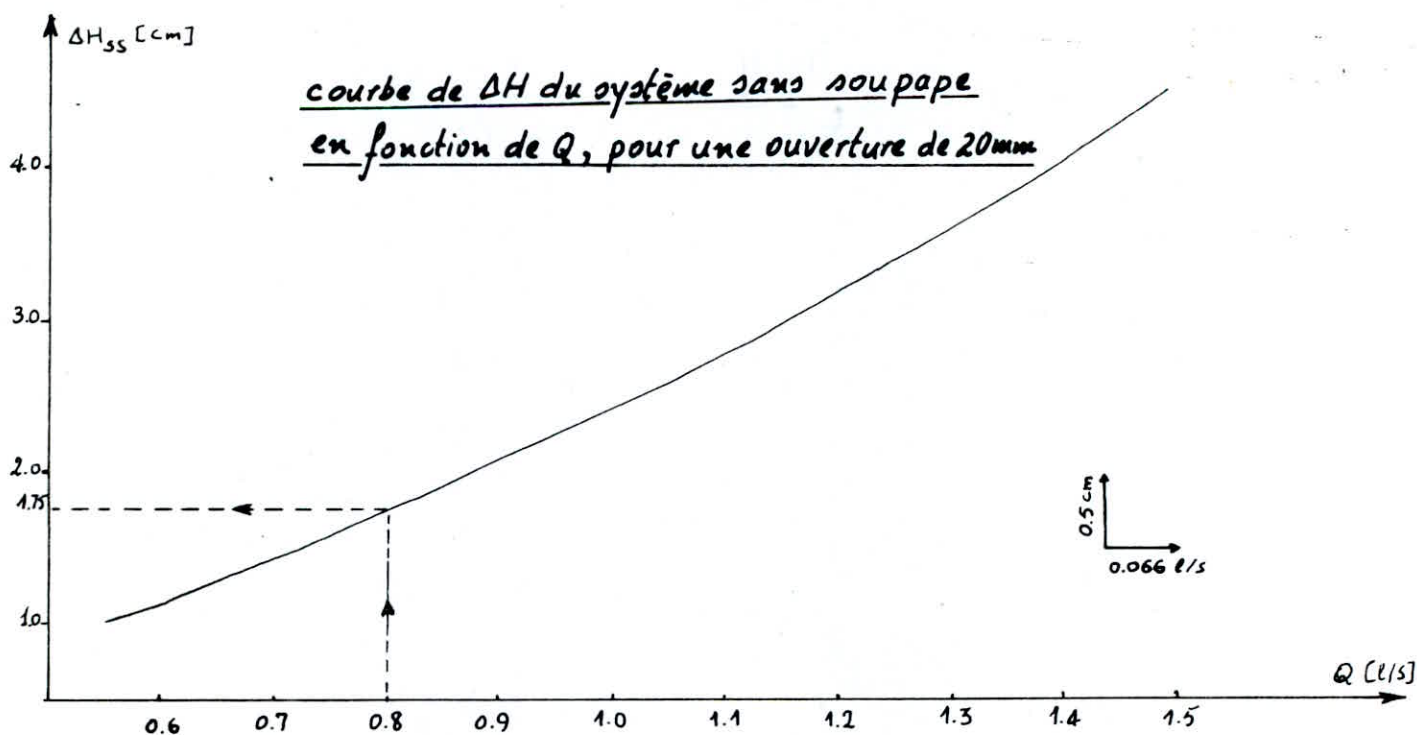
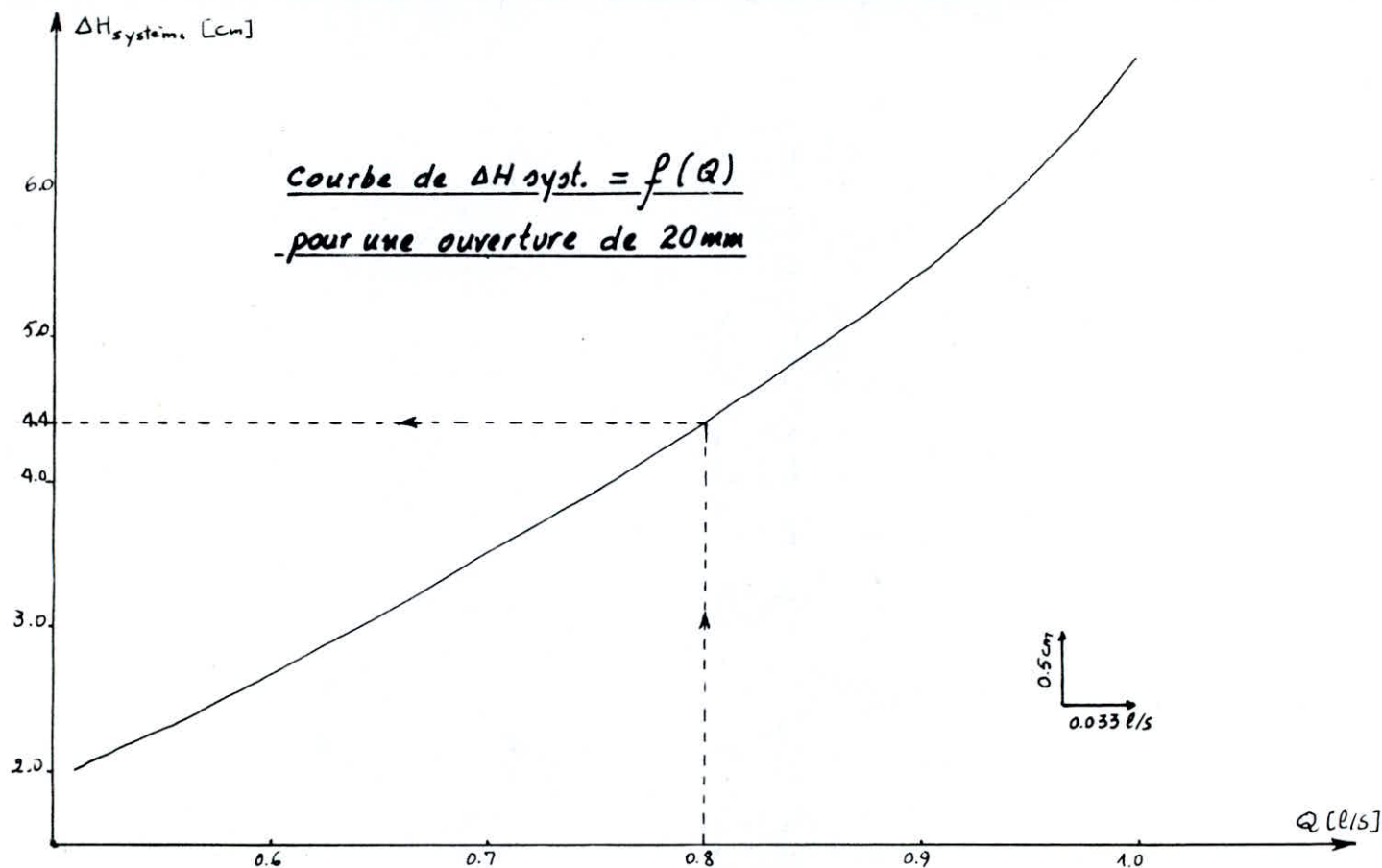
$$F_{\text{tot.}} = \Delta P \cdot \frac{D_s^2 \pi}{4} + g \cdot \frac{Q^2}{A}$$

$$F_{\text{tot.}} = 260 \cdot \frac{(0.066)^2 \cdot 3.14}{4} + 9.81 \cdot \frac{(0.0008)^2}{3.14 \cdot \frac{(0.052)^2}{4}} = 0.89246 \text{ N}$$

$$G = 0.892466 \cdot 1.02 = 0.091 \text{ kgf}$$

Donc le poids du clapet est $G = 0.091 \text{ kgf}$

(*) [3]



(f)

70

60

50

40

30

20

10

-85-

courbes de $\xi = f(h/D)$

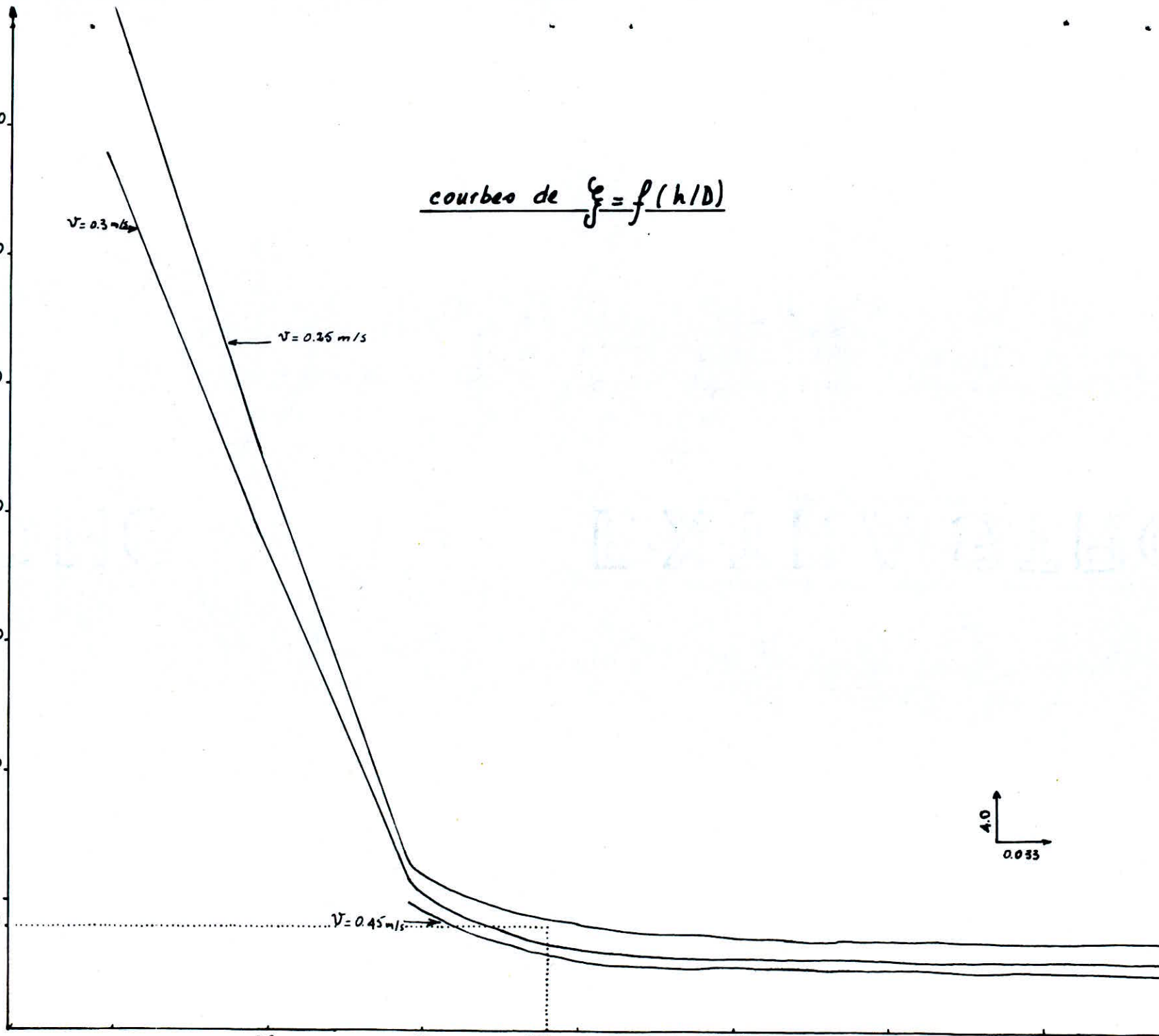
$V = 0.3 \text{ m/s}$

$V = 0.25 \text{ m/s}$

$V = 0.45 \text{ m/s}$

4.0
0.033

$h/D \text{ [mm]}$



-Tableau de mesures des p.d.c de la crépine sans clapet (soupape)-

N ^{bre} d'ouverture	Δh mano. [cm]	ΔH bague [cm]	h_1 [cm]	h_2 [cm]	Q [l/s]
1	11.3	1.0	115.4	104.1	0.5526
2	29.0	2.0	120.5	91.5	0.882
3	49.0	2.9	127.0	78.0	1.144
4	64.3	3.6	131.8	67.5	1.310
5	66.0	3.7	132.0	66.0	1.326
6	83.0	4.5	137.8	54.8	1.486

Δh = Pression différentielle manométrique

ΔH = Pertes de charge totales

h_1, h_2 = hauteurs piézométriques

Q = Débit

Relation entre (ξ) et NPSH :

La relation entre le coefficient de pertes de charge de la crépine (ξ) et le NPSH est :

$$H_a = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - \text{NPSH} - h'_a$$

$$P_2 = 2400 \text{ Pa à } T = 20^\circ\text{C}$$

$$h'_a = \xi_a \frac{V_a^2}{2g} + h'_{\text{linéaire}} \quad (\text{tension de vapeur})$$

$$H_a = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - \text{NPSH} - \xi_{\text{crép.}} \frac{V_a^2}{2g} - h'_{\text{linéaire}}$$

La lecture du NPSH a été faite sur une courbe d'une autre pompe dont les caractéristiques sont très voisines de la pompe que nous avons utilisé. (MEH 65-125 tr/mn)

Pour un débit nominal de 20 l/s qui équivaut à 72 m³/h,

$$H_a = 1,2 \text{ m}$$

$$\text{NPSH} = 2,9 \text{ m}$$

$$h'_{\text{lin.}} = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad ; \quad V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0,02}{\frac{3,14 \cdot (0,08)^2}{4}} = 3,97 \text{ m/s}$$

$$l = 5 \text{ m}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{3,97 \cdot 0,08}{10^{-6}} = 3,17 \cdot 10^5$$

$$\lambda = \frac{0.3164}{(10^8 \cdot 3,17)^{0.25}} = 0.0133$$

on a : $\frac{\rho}{D \cdot 2g} = C^{te} = 3,1855$

donc : $h'_{lin.} = 0,0133 \cdot 3,1855 \cdot (3,97)^2 = 0,667 \text{ m.}$

enfin, on obtient la relation suivante qui nous donne ℓ_{max} de la crépine :

$$\ell_{max} = \frac{P_2 - P_3}{\rho g} - NPSH - h'_{lin} - H_a$$

d'où : $\ell_{max} = \frac{105000 - 2400}{1000 \cdot 9,81} - 2,9 - 0,667 - 1,2 = 5,69$

$$\ell_{max} \approx 6$$

Chapitre V

DIMENSIONNEMENT DE LA CRÉPINE RÉELLE

1. Données techniques sur la crépine réelle:

- Diamètre intérieur $D = 90 \text{ mm}$

$$S_n = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,09)^2}{4} = 0,00636 \text{ m}^2$$

- Débit nominal $Q_n = 20 \text{ l/s}$

$$\text{- Vitesse nominale } V_n = \frac{Q_n}{S_n} = \frac{0,02}{0,00636} = 3,1446 \text{ m/s}$$

2. Détermination du poids du clapet:

$$\text{on a : } \Delta H_{\text{opt. réelle}} = \zeta_{\text{opt}} (V_n) \frac{V_n^2}{2g}$$

D'après la courbe de $\zeta = f(v)$ pour une ouverture de 20 mm, on obtient :

$$\zeta = 5,7$$

$$\Delta H_{\text{opt}} = \frac{5,7 (3,1446)^2}{19,62} = 2,8728 \text{ m}$$

$$\Delta H_{ss} = \zeta_{ss} (V_n) \frac{V_n^2}{2g} ; \text{ graphiquement on obtient : } \zeta_{ss} (V_n) = 0,09$$

$$\text{d'où : } \Delta H_{ss} = 0,09 \frac{(3,1446)^2}{19,62} = 0,04936 \text{ m}$$

On en déduit : $\Delta H_{\text{soupape}} = \Delta H_{\text{syet.}} - \Delta H_{ss}$

$$\Delta H_{\text{soupape}} = 2,8728 - 0,04536 = 2,827 \text{ m}$$

$$\Delta H_s = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g}$$

$$\Delta P = \Delta H_s \cdot \rho g$$

$$\Delta P = 2,827 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \approx 27732,81 \text{ Pa}$$

$$F_{\text{tot}} = \Delta P \cdot \frac{D_s^2 \pi}{4} + F_{\text{jet}} ; D_s = 85 \text{ mm}$$

$$S_s = 0,005674 \text{ m}^2$$

$$F_{\text{jet}} = \frac{\bar{\omega}}{\rho} \cdot Q \cdot V = \frac{\rho g}{\rho} \cdot Q \cdot V$$

$$F_{\text{jet}} = g \cdot Q \cdot V$$

$$F_{\text{jet}} = g \cdot \frac{Q^2}{S} = 9,81 \frac{(0,02)^2}{0,00636} = 0,617 \text{ N}$$

$$F_{\text{tot}} = 27732,81 \cdot 0,005674 + 0,617$$

$$= 157,981 \approx 158 \text{ N}$$

d'où le poids du clapet :

$$G = 158 \cdot 0,102 = 16,116 \text{ kgf}$$

$$D_{\text{nom.}} = \pi D_1 = 3,14159 \cdot 100 = 314,159 \text{ mm}$$

$$S = 314,159 \times 5 = 1570,795 \text{ mm}^2$$

$$\Sigma S = 4 S = 6283,18 \text{ mm}^2$$

$$S_{\text{trou}} = \pi \frac{d^2}{4} \cdot 20 = 565,4866 \quad \left. \vphantom{S_{\text{trou}}} \right\} \text{Souvertures} = 6848,6666$$

$$S_n = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{3,14159 \cdot (90)^2}{4} = 6361,725 \text{ mm}^2$$

Section de l'ouverture:

$$S_o = 5 \cdot S_n = 5 \cdot 6361,725 = 31808,625 \text{ mm}^2$$

Conclusion:

Étant donné que le poids du clapet déterminé par les calculs est inconvenable à une crépine réelle, cela implique la nécessité d'un limiteur de hauteur pour arrêter le clapet à la hauteur voulue.

CONCLUSION

Après étude hydraulique et technique de la crépine présentée dans cette thèse; étude de la crépine réelle et du modèle réalisée au laboratoire du département d'hydraulique, nous pouvons conclure que la crépine réelle a été mal dimensionnée et ce après constatation (par les calculs) que la section de passage de l'eau est trop étroite.

Pour remédier à cet état nous suggérons deux solutions:

- 1°) Soit d'agrandir la chambre où fonctionne le clapet,
- 2°) Soit d'élargir le siège du clapet par conséquent le redimensionner.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BONNIN, J. : *Hydraulique urbaine*. Edition Eyrolles (1977).
- [2] CARLIER, M. : *Hydraulique générale et appliquée*.
Edition Eyrolles (1980).
- [3] COMOLET, R. : *Mécanique expérimentale des fluides - Tome I*.
Edition Masson & Cie (1969).
- [4] DUPONT, A. : *Hydraulique urbaine - Tome II*.
Edition Eyrolles (1978).
- [5] GENETIER, B. : *La pratique des pompages d'essai en hydro-
géologie*. Editions du BRGM (1984)
- [6] IDEL'CIK, I.E. : *Memento des pertes de charge*.
Edition Eyrolles (1978).
- [7] LENCASTRE, A. : *Manuel d'hydraulique générale*.
Edition Eyrolles (1982).
- [8] Syndicat des Constructeurs de Pompes; *Installation de
pompes hydrauliques*. Paris (1963).

