

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

20/88

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE HYDRAULIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

Pour l'Obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat

SUJET

Etude et Conception d'un banc  
d'essai à deux pompes

4 PLANCHES

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

D<sup>r</sup> THUMA A.

M<sup>r</sup> ELFODIL A.

D<sup>r</sup> THUMA A.

PROMOTION

Juin 1988

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

Département: ..... HYDRAULIQUE

Promoteur: D. A. THUMA

Élève Ingénieur: .ELFODIL. ABDELKRIM

مصطفى ..... الري  
وجه : د. أنوما -

تلميذ مهندس: الفضيل عبد الكريم

الموضوع: " دراسة تصميم طاولة تجارب لمضغتين "

الملخص: هذه الأطروحة نتناول دراسة تصميم طاولة تجارب لمضغتين  
طارديتين مركزييتين واللتين يمكن استعمالهما: منفصلتين، على التوازي  
او على التوالي التسلسل. إن هذه التركيبة تساعدنا في الحصول  
على المميزات الأساسية للمضغات

Sujet: " ETUDE ET CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAI DE DEUX POMPES "

Résumé: Cette étude consiste à faire une conception d'un banc d'essai de deux  
pompes centrifuges qui peuvent fonctionner séparément, en parallèle,  
et en série. Une telle installation nous permet de prendre les caractéristiques  
des pompes.

Subject: ... CONCEPTIONAL AND EVALUATION OF AN EXPERIMENTAL SET UP OF TWO PUMPS

Abstract: In this present thesis, an experimental setup of two centrifugal  
pumps which can function independently, parallelly, or in series was  
conceived. Such a setup allows us to study the principal characteristics  
of pumps.



# Dedicaces

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Je dedie ce modeste travail, à ma mère et à  
mon père qui m'ont continuellement encouragés  
à poursuivre mes études :

- à tous mes frères en particulier "ABDELGHANI"
- à tous mes parents
- à tous qui ont participé à la réalisation  
de ce projet
- à tous mes amis

## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout particulièrement le  
Docteur A. THUMA pour son énorme aide durant  
l'étude de ce projet, et l'ensemble des enseignants  
ayant contribué à ma formation

Et finalement je remercie le président

et les membres du jury qui me feront honneur  
de juger mon travail



# SOMMAIRE

1 <sup>ere</sup> Partie			
N° du CHAP	titre		N° de page
	INTRODUCTION		1
I	Etudes faites sur les différentes méthodes de mesure		2
II	Expériences réalisés sur la pompe (Mesurage des grandeurs physiques caractéristiques)		7
	- Etude du fonctionnement du groupe - M.P		10
	- Hauteur théorique et caractéristiques réelles		14
	- construction d'un banc d'essai provisoire		23
	- réalisation des expériences		24
	- dépouillement de mesure		-
2 <sup>eme</sup> Partie			
III	Construction d'un banc d'essai comportant deux pompes		35
III 1	- critère de la conception d'un banc d'essai		
2	- description de l'installation		36
2-I	Fonctionnement séparément		-
2-II	Fonctionnement en parallèle		38

N° du chap	titre	N° de page
2-III	Fonctionnement en serie	38
III. 3	Elaboration de la methode de mesure	-
3. 1	mesure de la hauteur H	
3. 2	mesure de debit	41
3. 3	mesure de la puissance	46
III 4	CAVITATION	47
III 5	calcul des éléments hydrauliques du banc d'essai -	57
5. a	reservoir de mesure	
b	reservoir d'aspiration	58
III 6	Calcul du diaphragme	63
III 7	calcul du circuit de mesure	76
III 8	Elaboration de la methode de mesure	87
III 9	Estimation des erreurs de mesures	90
III 10	Projet du banc d'essai [dessin technique]	

CONCLUSION



# INTRODUCTION

Le développement des pompes centrifuges a été très rapide grâce aux progrès réalisés dans l'emploi de la force motrice électrique. Accouplées aux moteurs électriques, elles constituent des groupes légers peu encombrants, peu coûteux, et d'un très bon rendement tant que, le principe de fonctionnement reste le même. Plusieurs améliorations ont touché la construction et la forme des éléments constitutifs d'une pompe, et cela à partir des expériences faites sur les pompes préexistantes.

Ainsi les essais réalisés sur les pompes constituent le seul moyen qui permet une étude plus ou moins complète des caractéristiques de ces machines, c'est pour cette raison que nous sommes intéressés à la réalisation d'un banc d'essai à deux pompes centrifuges à partir duquel on peut étudier les trois types de couplages et fonctionnement des pompes :

couplage en série

couplage en parallèle

fonctionnement séparément

ce banc d'essai sera conçu comme unité d'enseignement et d'étude polyvalente et qui convient pour tous les niveaux



# I Etude faite sur les différentes méthodes de mesure

Plusieurs essais précèdent la mise en service d'une pompe, ces essais sont aussi complets et rigoureux que possible, on distingue parmi eux :

- \* Essais de fabrication
- \* Essais de recherche - et technique
- \* Essais de réception

Le but principal de ces différents essais c'est le contrôle des grandeurs physiques caractérisant une pompe

En général on peut classer ces divers essais en deux catégories :

- a) Les essais de recherches expérimentales
- b) Les essais techniques

- Les essais de recherche ayant pour but la mise au point du nouveau type de pompe aussi bien que l'amélioration des performances des pompes existant

- les essais techniques ayant pour but le contrôle systématique d'une pompe soumis aux conditions réelles de fonctionnement

Parmi les essais techniques on distingue :

- a) les essais provisoires : ces essais sont exécutés par le constructeur lors de la mise en service d'un nouveau type de pompe et qui ne demandent pas d'appareils de mesure de grande précision
- b) essais par chaînage : ce sont les essais courants des pompes fabriquées en série qui sont effectués à la fin de chaînage généralement exécutés par une seule personne et qui n'exigent pas un appareillage

de bon qualite ni une bonne précision

c) Les essais de garantie: Ces essais ayant pour but de vérifier les garanties stipulées dans le contrat. Ils sont exécutés en présence du client.

d) Essais sur prototype: ils sont réalisés sur modèles réduits des pompes. ceux ci exigent un appareil de haute précision ainsi qu'un personnel spécialisé

Les résultats ainsi obtenus sont reportés par les différents lois de similitude des pompes homologues alors on peut obtenir les caractéristiques exactes du pompe type.

## I. 1 Plates-formes d'essai des turbo pompes

Les plates formes d'essai ou stand d'essai des pompes se divisent en deux groupes fondamentaux:

- 1) plate forme à circuit ouvert
- 2) plate forme à circuit fermé

### - A) - Plate forme à circuit ouvert:

En circuit ouvert, la pompe aspire le liquide trouvant dans un bassin "A" et le refoule dans un autre (B), ce dernier permet la mesure du débit qui est réglé à l'aide d'une vanne placée dans la conduite de refoulement (voir fig I.1.A)

Les plates formes à circuit ouvert nous offrent les avantages suivants:

I) Possibilité de procéder aux essais dans des circonstances proches des conditions de fonctionnement les plus fréquentes dans la pratique



II) Possibilité d'utiliser des débitmètres ouverts, tels que les diversoirs dont l'étendue de mesure est considérablement supérieure à celles des débitmètres à étranglement

III) Possibilité d'appliquer la méthode volumétrique au mesure du débit qui est la plus utilisable dans les essais

IV) Possibilité d'employer des dispositifs de renversement qui dirigent le liquide dans le réservoir, après la stabilisation des conditions de mouvements.

Mais malheureusement en revanche ces plates formes ont les inconvénients suivants :

1) Imprécision des mesurages de fortes débits en raison de la difficulté d'étalonnage approprié des diversoirs

2) oscillation de la surface libre du liquide dans le réservoir de mesure

3) frais d'établissement élevés

## B) . Plates formes à circuit fermé

Les plates formes à circuit fermé sont employées pour les essais de Pompes à grand débit et hauteur d'élevation, pour lesquelles un circuit ouvert exigerait des réservoirs de mesure de forte capacité ces plates formes présentent les avantages suivants :

a) universalité, notamment du fait qu'elles conviennent à l'eau froide et chaude [ Par l'application de préchauffeurs ], au liquide de diverses viscosités cinématiques et consistances ainsi qu'aux mélanges liquide - solide

b) Possibilité d'utiliser des débitmètres à étranglement ( diaphragmes, tuyères, venturis... ) dont les qualités



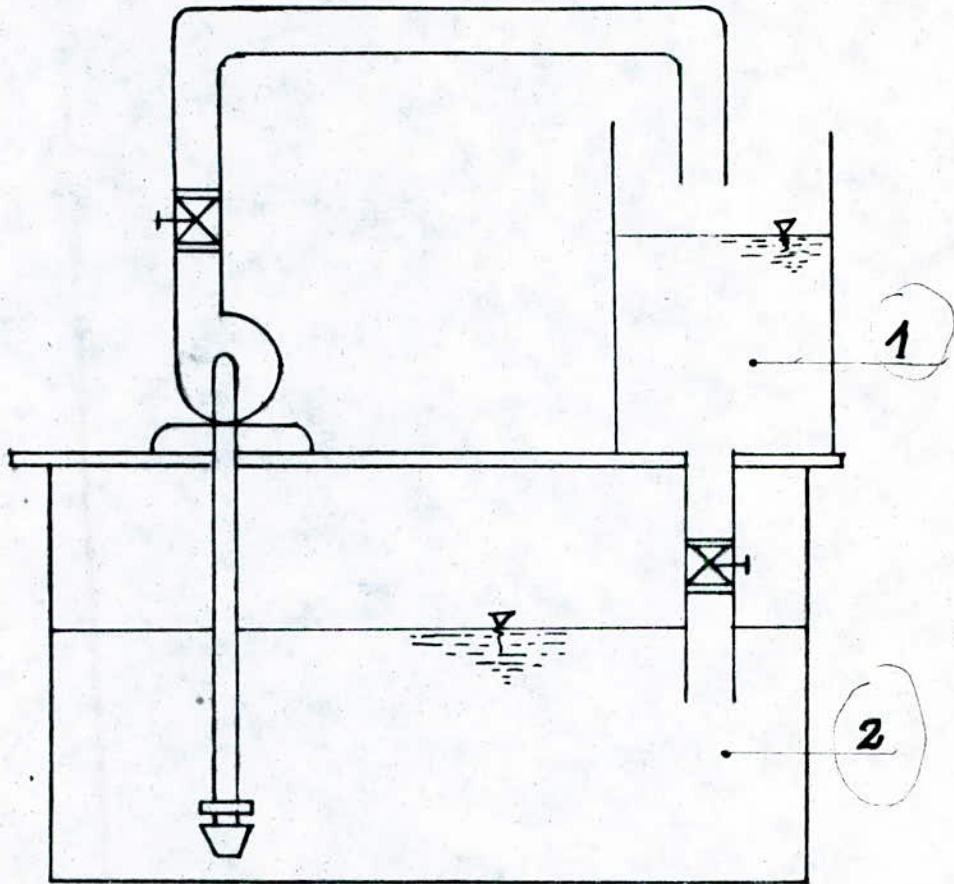


Plate forme à circuit ouvert - Fig I. 1. A -

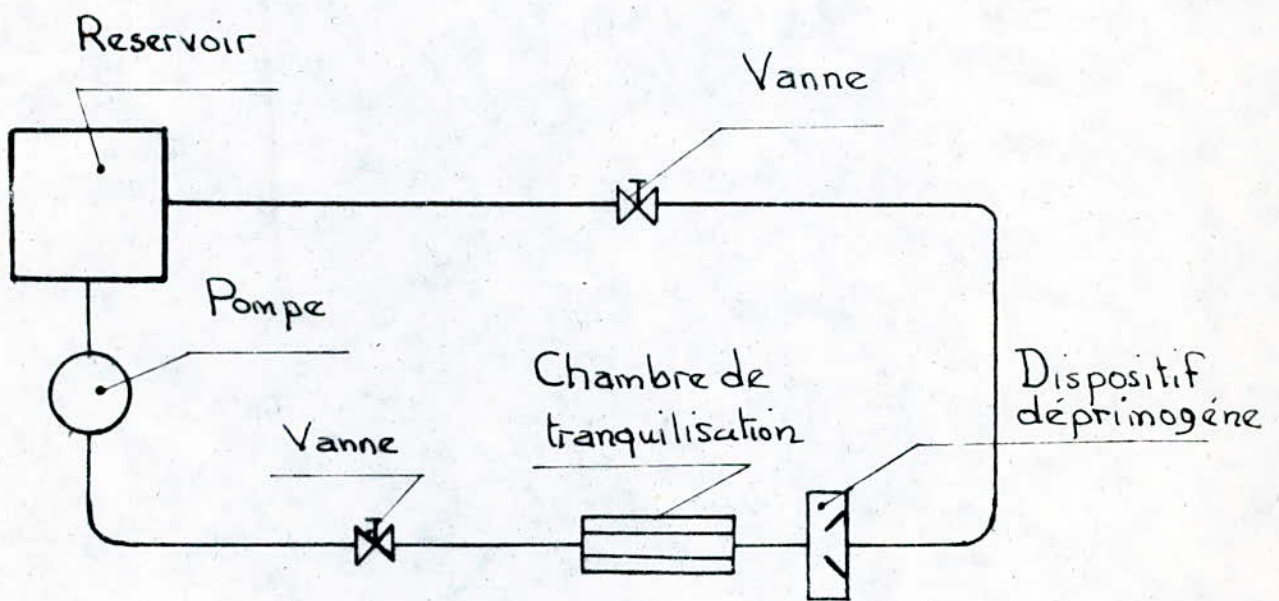
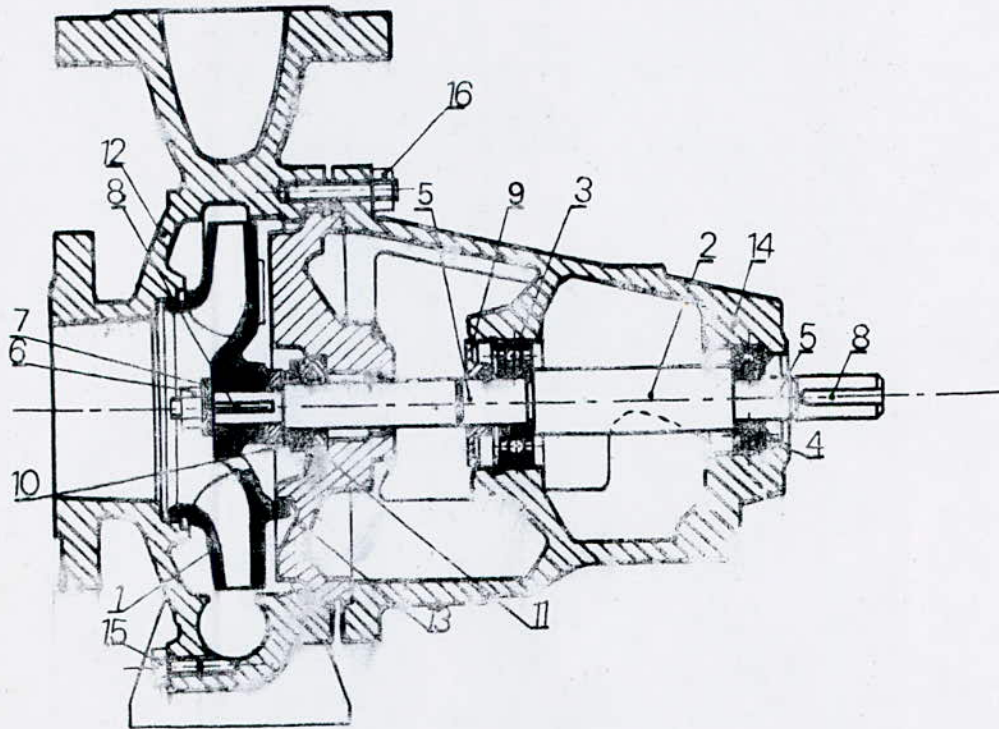


Plate forme à circuit fermé. Fig. I. 1. B

# fig1. Pompe centrifuge



## NOMENCLATURE :

- |                           |                                |
|---------------------------|--------------------------------|
| 1. Roue                   | 9. Déflecteur                  |
| 2. Arbre                  | 10. Presse-étoupe              |
| 3. Roulement              | 11. Bague fixe                 |
| 4. Roulement axial        | 12. Corps de pompe             |
| 5. Graisseur de roulement | 13. Fond de boîte de garniture |
| 6. Ecrou de blocage       | 14. Corps de palier            |
| 7. Rondelle d'écrou       | 15. Bouchon de vidange         |
| 8. Clavette               | 16. Vis de fixation            |



métrologiques ont été étudiées à fond et normalisées

- c) Facilité de réglage des pressions dans les régions d'aspiration et de refoulement au moyen de vannes intercalées dans le circuit fermé de conduites reliant les tubulures de la pompe ce qui réduit au minimum les pertes hydrauliques et permet une fine régulation du débit
- d) possibilité d'assurer à la pompe des conditions de fonctionnement sans risque de cavitation

En revanche les inconvénients des plates formes d'essai sont :

- 1) impossibilité de recourir aux méthodes volumétriques et pondérales pour la mesure du débit
- 2) échauffement du liquide à cause de recyclage, et d'autre part difficulté d'assurer la mesure précise du débit
- 3) coût élevé des installations nécessaires aux essais de liquide chargé de solides, sable, gravier .....

## I.2 Principes d'exécution des essais hydrauliques

Dans les exécutions des essais hydrauliques des pompes, les principes doivent être observés

- a) Le domaine et l'étendue des essais dépendant de leur but et de leur caractère
- b) Les essais doivent être faits, autant que possible, dans les conditions réelles de fonctionnement de la pompe examinée
- c) dans le cas des essais sur modèle, il faut assurer la similitude géométrique non seulement du modèle et de la pompe à construire, mais aussi des conditions d'installations



- d) autant que faire se peut, on appliquera des méthodes de mesurage directes
- e) Pour la détermination de la valeur des grandeurs moyennes, les mesurages seront exécutés dans des conditions de recherches permanentes
- f) Les essais seront effectués pour différentes valeurs du débit afin de pouvoir tracer les courbes caractéristiques
- g) les résultats seront dépouillés dès la fin de chaque série de mesurage et l'essai suivant ne sera entrepris qu'après vérification des résultats de l'essai précédent.
- h) Les appareils de mesurage seront contrôlés, avant et après chaque essai et soumis à des tests périodiques

## II Mesurage des grandeurs physiques caractéristiques

Nous rangeons parmi les grandeurs caractéristiques relatives à l'écoulement d'un liquide dans une pompe : la pression d'aspiration - la pression de refoulement - le débit d'eau refoulée - le nombre de tours "n" - la puissance absorbée par la pompe

### 1) Mesure de pression

Le mesurage des pressions s'effectue au moyen de manomètre à tube de bourdon, de manomètre à membrane ou de vacuomètre à déformation de solide. La hauteur et la chute de pression sont mesurées à l'aide d'un manomètre à liquide à air libre ou différentiel

Dans les manomètres différentiels à mercure, les deux espaces au dessus des colonnes de mercure doivent être remplis de liquide pompé le prélèvement de pression doit se faire dans des sections situées

à proximité des tubulures d'aspiration et de refoulement

Les orifices de prises de pression doivent être percés normalement à 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  $\delta \ll E$

## 2) Mesure du débit :

plusieurs méthodes sont utilisées pour mesurer le débit dont les principes sont :

- a) utilisation des bacs de mesure
- b) l'intégration plus ou moins simplifiée de la courbe de répartition des vitesses
- c) Méthode utilisant les lois d'écoulement d'un fluide incompressible "équation de Bernoulli" une telle méthode se base sur l'utilisation des appareils de primogènes : les venturimètres - les diaphragmes - les tuyères
- d) des différents diversoirs étalonnés
- e) méthode de mesure volumique ou massique
- f) autres méthodes : électrique, chimique, mécanique... etc...

## 3) Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation "n" de l'arbre d'une pompe peut être mesurée au moyen indirect à l'aide d'un compte-tours et d'un chronographe, ce qui permet de déterminer la vitesse pendant la durée de mesure

Le mesurage direct de la vitesse de rotation s'effectue à l'aide d'un



tachymetre mecanique ou electrique convenablement gradué

#### 4) Mesure de la puissance

Pour determiner la puissance  $P$  absorbée par une pompe on a surtout recours aux methodes suivantes :

- 1) mesure du couple et de la vitesse de rotation
- 2) mesure de la puissance absorbée par le moteur

Dans le pratique on utilise la derniere methode car elle est plus precise et efficace . Dans ces cas on utilise un ou plusieurs wattmetres qui nous donnent la valeur de la puissance absorbée par le moteur durant le fonctionnement



## II.1 - Étude du fonctionnement du groupe électro-pompe -

Dans notre banc d'essai provisoire, nous avons utilisé une pompe centrifuge équipée d'un moteur asynchrone monophasé

### a) Présentation de la pompe :

Les pompes se distinguent par leur conception moderne simple et légère, ainsi que par leurs caractéristiques hydrauliques assurant un fonctionnement économique dans les divers domaines suivants :

- \* l'agriculture pour l'irrigation
- \* alimentation en eaux potables ou industrielles
- \* réseau de lutte contre l'incendie

la pompe de l'essai est destinée à transporter l'eau pure ou faiblement contaminée, d'une température généralement inférieure à  $40^{\circ}\text{C}$ , ayant une teneur de 5% de matières en suspension, la granulométrie des matières solides ne doit pas dépasser 0,5 à 1 mm.

notre pompe est du type E 2,5 E 15 chaque lettre et chiffre ayant son propre indication

E : pour un étage

2,5 : pour indiquer la valeur du débit nominal en ( $\text{l}/\Delta$ )

E : signifie que le moteur asynchrone monophasé

15 : indique la pression nominale en (m)

les principaux éléments constituant la pompe sont le corps de la pompe - le couvercle d'aspiration et la roue centrifuge qui sont en fonte  
- la bride de bourrage

## d) - Hauteur theorique des pompes centrifuges

Plusieurs methodes de calcul basées sur l'application du theoreme du moment cinetique à la masse liquide, dans notre cas on va reprendre la démonstration donnée par "M Monteil" dans son cours d'hydraulique générale. Appliquons au mouvement absolu de l'eau entre les aubages le theoreme des quantités de mouvement par rapport à l'axe de la pompe

à l'instant  $t$  la masse de l'eau contenue entre deux aubages occupe un espace limité par la section  $(abcd)$  et, à l'instant  $(t+dt)$  elle occupe un espace limité par la section  $(a'b'c'd')$



Fig (2.2.d)

Exprimons la variation de quantité de mouvement, entre ces deux périodes ce qui revient à considérer la différence des moments des zones hachurées extrêmes "voir Fig 2.1.d" représentant chacune une même masse "dm" écoulée pendant le temps, cette différence vaut :

$$dK_u = r_2 c_2 \cos \alpha_2 d\Phi_{m_2} \cdot dt - r_1 c_1 \cos \alpha_1 d\Phi_{m_1} \cdot dt$$

l'équation de continuité "conservation de la masse" nous permet d'écrire :

$$d\Phi_{m_1} \cdot dt = d\Phi_{m_2} \cdot dt = d\Phi_m \cdot dt$$

$$\Rightarrow dK_u = [r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1] d\Phi_m \cdot dt$$

d'autre part, d'après l'énoncé du theoreme du moment cinetique la dérivée du moment cinetique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le systeme



alors on peut écrire

$$dM = \frac{dk_y}{dt} = [r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1] d\varphi_m$$

dans cette dernière équation  $d\varphi_m$  est le débit massique

Pour trouver le couple total agissant sur toute la roue on intègre sur toute la surface de la roue :

$$\int dM = \int (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) d\varphi_m$$

$$\text{on obtient } M = \rho \varphi [r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1]$$

c'est l'équation fondamentale des turbopompes :

ou  $\varphi$  est le débit volumique total de la roue

or la puissance fournie est égal au produit du couple par la vitesse angulaire  $\omega$  cad:  $P = M \cdot \omega$

$$P = M \cdot \omega = \rho \varphi \omega [r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1]$$

posons que:  $r_1 c_1 \cos \alpha_1 = c_{u1} \cdot r_1$  et  $r_2 c_2 \cos \alpha_2 = c_{u2} \cdot r_2$

ou  $c_u$ : la composante tangentielle de la vitesse.

$$\Rightarrow P = M \cdot \omega = \rho \varphi \omega [r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}]$$

ona trouvé d'après le principe d'euler que:  $H_{th\infty} = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g}$

avec:  $u_2 = r_2 \omega$  ,  $u_1 = r_1 \omega$ .

$$\Rightarrow P = M \cdot \omega = \rho \varphi [c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1] = \rho \cdot \varphi \cdot H_{th\infty} \cdot g$$

A partir des triangles de vitesse on peut écrire que:

$$\vec{w}_1 = -\vec{u}_1 + \vec{c}_1 \quad \text{et} \quad \vec{w}_2 = -\vec{u}_2 + \vec{c}_2 \Rightarrow w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2$$
$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

en tenant compte du relation:  $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2$  et  $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$

$$\Rightarrow c_{u2} u_2 = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2} \quad \text{et} \quad c_{u1} u_1 = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$$

$$\Rightarrow H_{th\infty} = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g} =$$

## b) Fonctionnement de la pompe.

Une telle machine est composée des divers parties décrites dans la (Fig II.1.a) . Suivant une particule fluide

1) l'entrée E raccordée à la tuyauterie d'aspiration à laquelle correspond l'indice A

2) une roue mobile tournant dans le sens  $\omega$  . on affectera l'indice (1) à l'entrée et (2) à la sortie

la sortie de la roue le fluide possède un moment cinétique du même signe que  $\omega$

3) un diffuseur D qui a pour but de réduire la vitesse absolue  $V_2$  à la sortie de la roue à une valeur très faible  $V_3 < V_2$

l'indice (3) correspond à la sortie du diffuseur dans beaucoup de cas cet organe n'existe pas

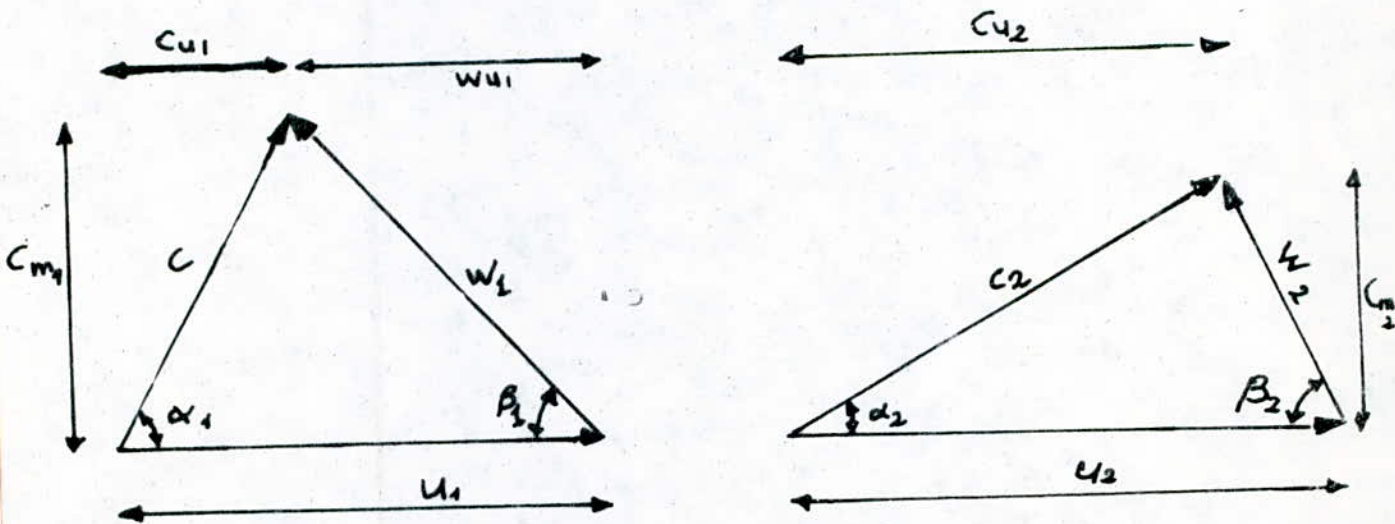
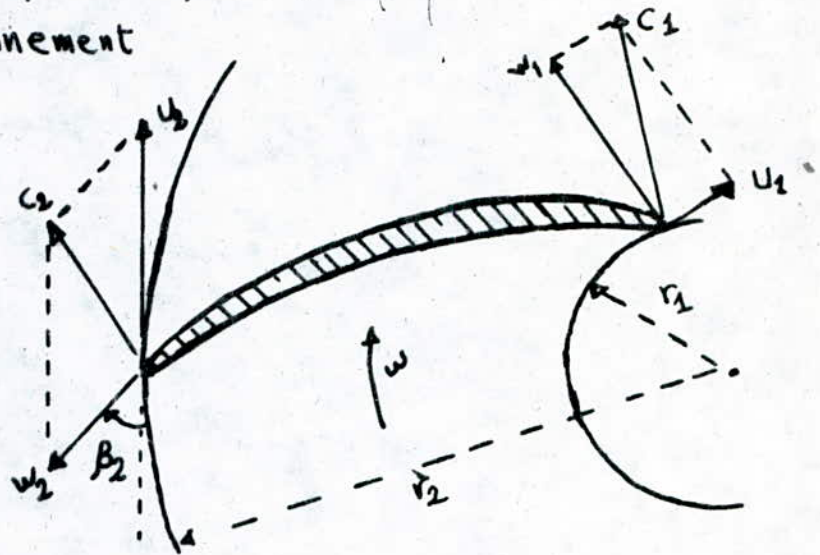
4) une volute V dont le but est de collecter tous les fillets sortant de la périphérie du diffuseur, ou de la roue, suivant les cas, et les ramener à un bride de sortie unique qui constitue le raccordement à la tuyauterie de refoulement

Le principe de fonctionnement est comme suit :

Supposons que la pompe est pleine d'eau, alors sous l'effet de la rotation de la turbine entraînée par le moteur. l'eau qui arrive dans la région axiale est projetée à la périphérie et, de ce fait engendre une dépression ce qui provoque un appel aux tranches suivantes et, par suite un écoulement continu de la veine liquide laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur, et dirigée dans la conduite de refoulement



c) Etude théorique du principe de fonctionnement de fonctionnement



le fonctionnement d'une pompe suit le principe d'euler pour expliquer cet aspect on a tracé les deux triangles de vitesses a la sortie et a l'entrée de la pompe, designant par

- u: la vitesse circonferentielle d'une particule se trouvant sur l'extrémité de la roue (m/s)
- w: la vitesse relative de l'écoulement (m/s)
- c: la vitesse absolue (m/s)

$$H_{th\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

le terme:  $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$  représente l'augmentation de l'énergie cinétique de la roue

et  $\left[ \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right]$  représente l'augmentation de l'énergie de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe.

### E) - Courbes théoriques

si on considère que le liquide arrive à l'entrée de la pompe sans prérotation cad que  $c_{u1} = 0$ , alors dans ce cas la hauteur théorique sera définie comme étant égal à:

$$H_{th\infty} = \frac{c_{2u} u_2}{g}$$

or nous savons que la vitesse circonférentielle  $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$

et sachant que pour la même pompe le diamètre extérieur

$D_2 = \text{cte.}$  et généralement pour une même vitesse de rotation

"n" on aura la vitesse  $u_2 = \text{cte.}$

soit la position "A" du liquide dans la pompe reprenons alors alors le triangle de vitesse à la sortie de la roue ou on a:

$$c_2 = (c_{2u}, c_{m2}) \quad \text{"Voir Fig 2.1.E"}$$

dans ce cas on remarque que le point "A" se déplace sur un segment "BC" et que l'angle  $\beta_{2\infty}$  reste invariable, mais  $c_{2u}$  et  $c_{m2}$  varient

pour chaque position du point A sur le segment "BC"

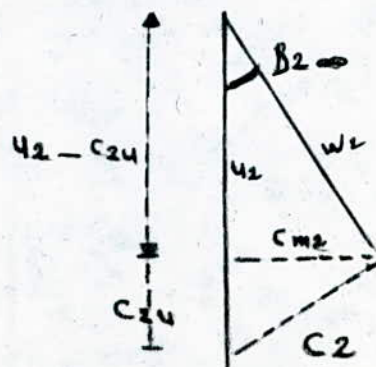
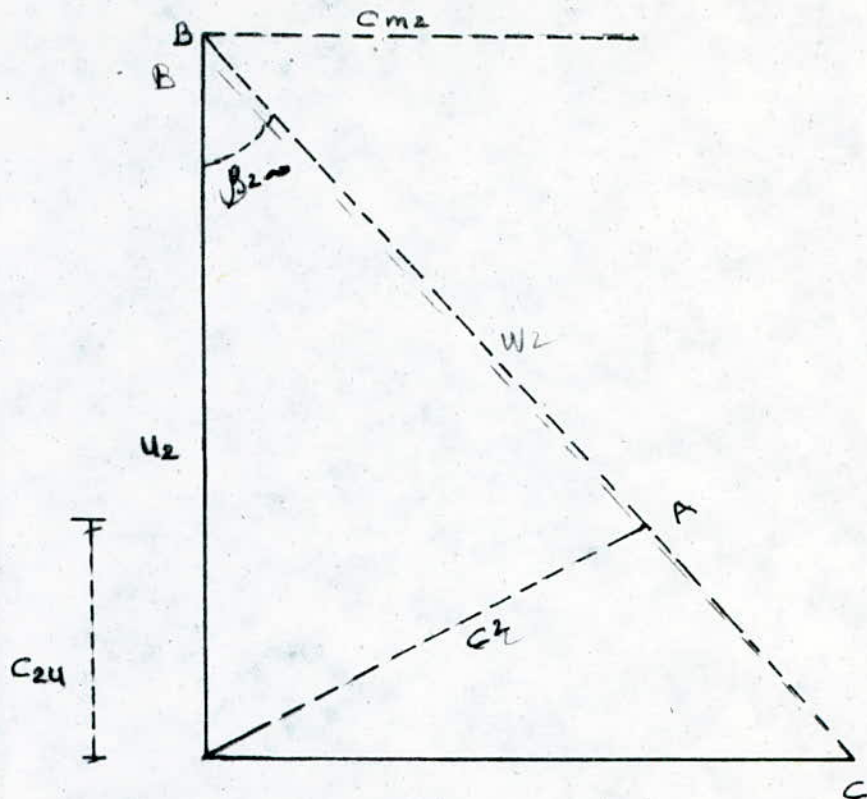


Fig 2.1.E





d'après le triangle de vitesse à la sortie ci-dessus on remarque que:

$$\vec{w} = \vec{c} + \vec{u} \quad , \quad \tan \beta_{2\infty} = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

on tire alors que:  $c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_{2\infty}}$

or nous avons trouvé précédemment que  $H_{th\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2}{g}$

$$\Rightarrow H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_2 \left[ u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_{2\infty}} \right]$$

d'autre part le débit intérieur égal à  $Q_i = \pi D_c \cdot b_c \cdot u_c \cdot c_{2m}$

$$\Rightarrow c_{2m} = \frac{Q_i}{\pi D_c \cdot b_c \cdot u_c} \Rightarrow H_{th\infty} = \frac{1}{g} u_c \cdot \left[ u_c - \frac{Q_i}{\pi D_c \cdot b_c \cdot u_c \cdot \tan \beta_{2\infty}} \right]$$

en fin  $H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot [u_c^2] - \frac{u_c \cdot Q_i}{\pi D_c \cdot b_c \cdot u_c \cdot \tan \beta_{2\infty}}$

or les termes  $\pi, D_c, b_c, u_c, \tan \beta_{2\infty}$  sont des constantes

et pour le même nombre de tours " $n = \omega$ " la vitesse circumferentielle  $u_c$  reste constante alors on peut écrire que:

$$H_{th\infty} = A - B Q_i$$

or dans le pratique le nombre d'aubes pour n'importe quelle pompe est fini alors la hauteur réelle  $H_{th} = \lambda H_{th\infty}$  ou  $\lambda$  est coefficient pris entre 0,7 et 0,8

On a trouvé que la courbe  $H_{th}$  est proportionnelle au débit  $Q$ :

$$H_{th} = A - BQ, \text{ cad connaissant les constantes } A \text{ et } B$$

On peut tracer la courbe  $H = f(Q)$

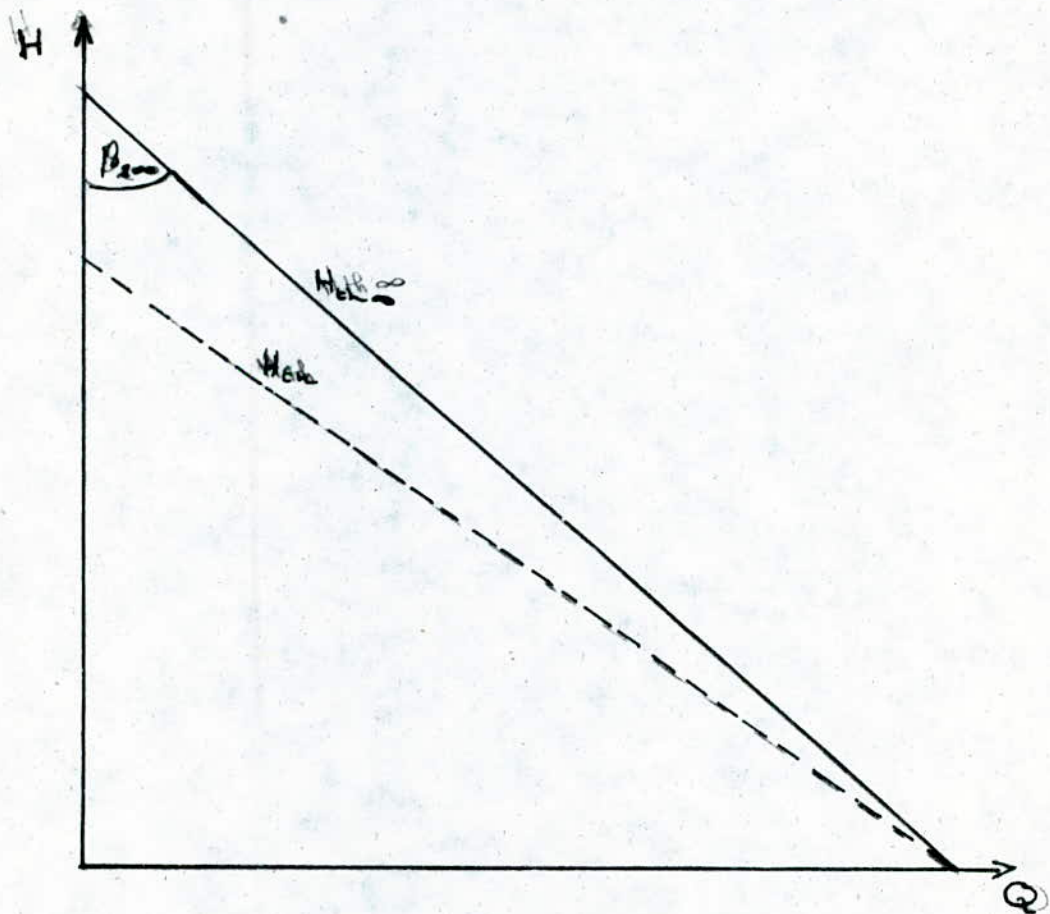
d'autre part nous avons trouvé que dans le pratique la hauteur réelle est obtenue en multipliant l'expression de  $H_{th}$  par

$$\text{le coefficient } \lambda \Rightarrow H_H = \lambda H_{th} = \lambda [A - BQ]$$

$$\Rightarrow H_H = A' - B'Q$$

avec  $A' < A$  et  $B' < B$  car  $\lambda < 1$

Finalement on peut tracer la courbe théorique  $H_H = f(Q)$





## F) Caracteristiques reelles d'une pompe

En pratique dans une roye, il peut exister plusieurs sortes des pertes

- Pertes par frottements
- pertes par chocs
- pertes causees par d'autres agents exterieurs

theoriquement les pertes par frottements sont proportionnelles au carre du debit

$$h'_{fr} = C Q^2$$

les pertes par chocs sont donnees par la formule

$$h'_{ch} = K (Q - Q_{op})^2$$

Pour obtenir les caracteristiques reelles de la pompe on doit retrancher pour chaque debit les valeurs des pertes par frottement et par chocs ainsi on obtient les courbes ci dessous

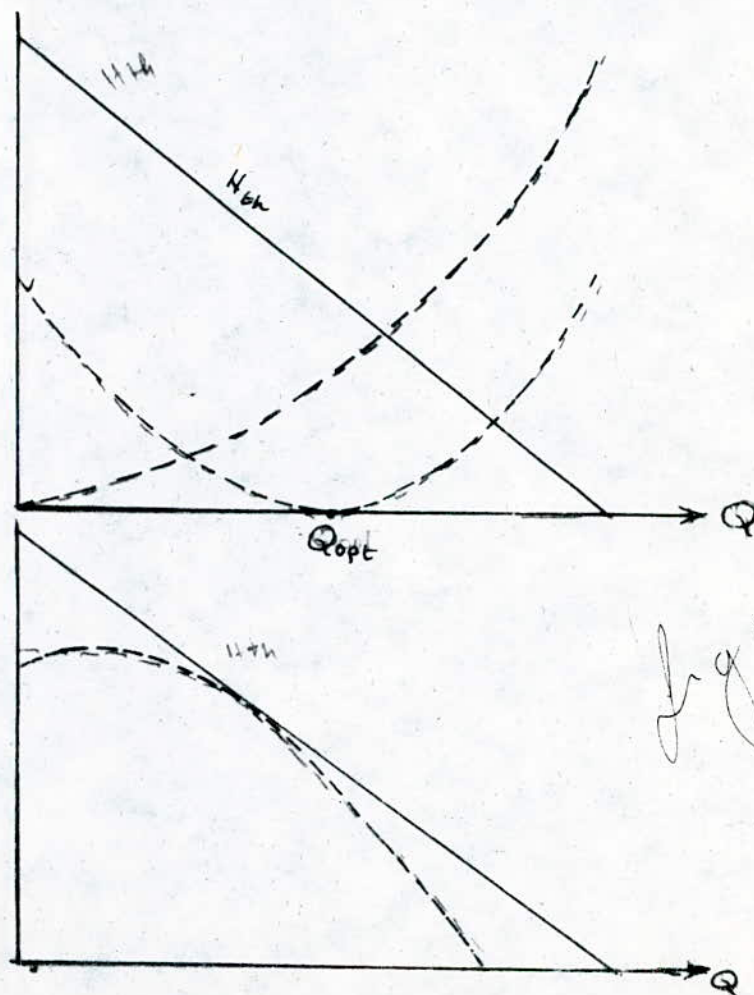


Figure 1

## 9) Couplage des pompes

En générale le couplage des pompes peut s'effectuer de deux manières différentes :

- a) En série : dans ce cas, le refoulement d'une pompe arrive à l'ouïe d'aspiration de la pompe suivante, et pour un débit donné, la hauteur d'élevation totale est égale à la somme des hauteurs d'élevation de chaque pompe. pratiquement donc, ce couplage est utilisé pour refouler un débit sensiblement constant à des hauteurs différentes.
- b) En parallèle : dans ce cas, chaque refoulement individuel aboutit sur un collecteur général commun et, pour une hauteur d'élevation donnée, le débit de l'ensemble est égal à la somme des débits de chaque groupe. Ce couplage est généralement utilisé pour refouler un débit variable à une hauteur constante.

pour notre futur banc d'essai nous allons assurer les deux types de couplages :

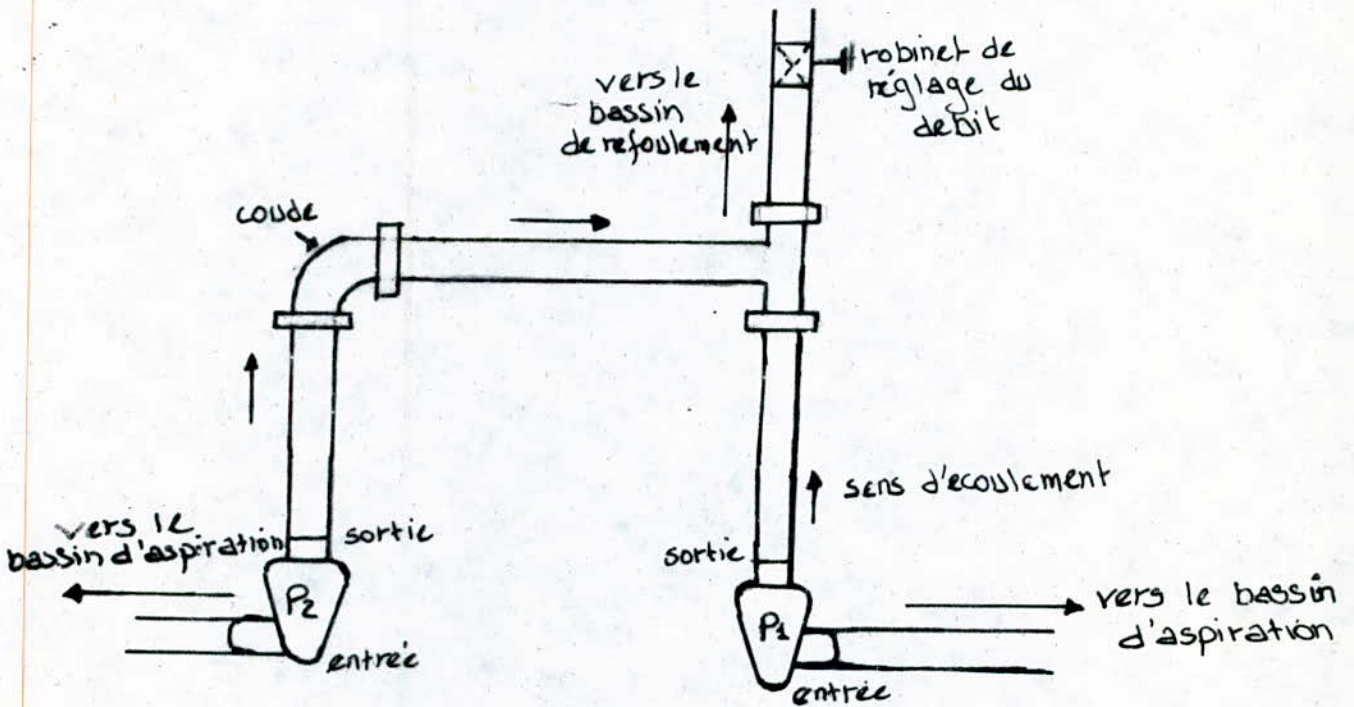
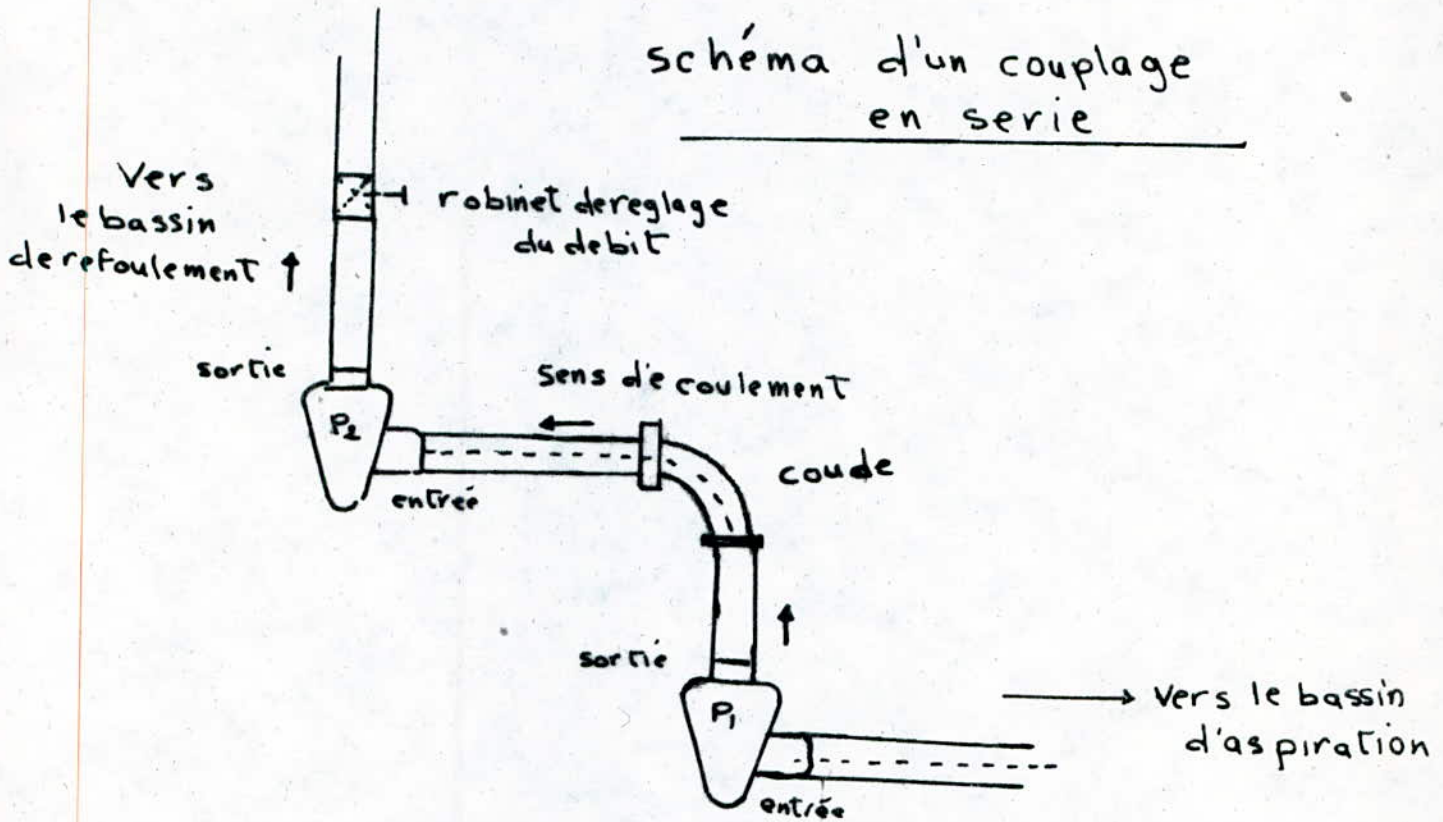
- un couplage en série est assuré lorsque on ferme les vannes (1) et (4) et gardant les autres ouvertes
- un couplage en parallèle est assuré lorsque la vanne (3) est restée fermée tandis que les 4 vannes qui restent doivent être gardées ouvertes.

### Représentation graphique des courbes resultantes

- a) soient  $p_1$  et  $p_2$  deux pompes fonctionnent en parallèle, supposons qu'elles sont identiques. soit  $\odot H$  la courbe caractéristique d'une seule pompe, la caractéristique des deux pompes fonctionnant



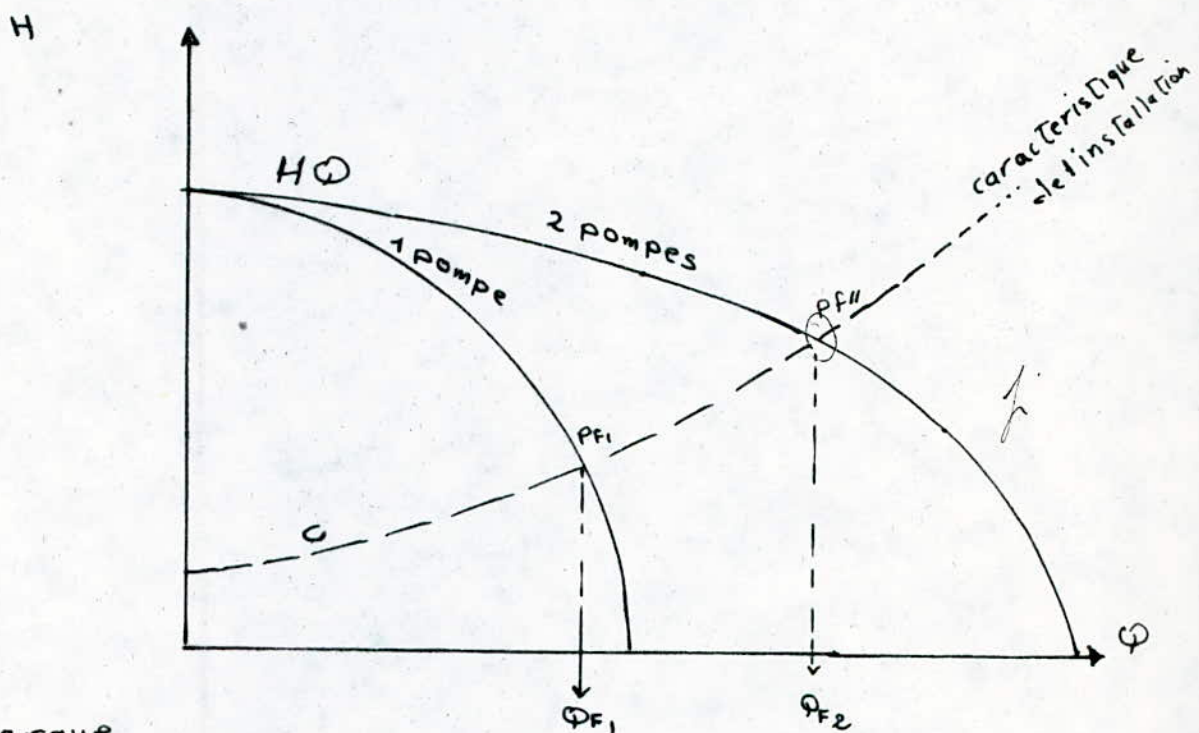
## schéma d'un couplage en serie



## schema d'un couplage en parallele

ensemble sera obtenue en doublant à chaque fois, pour une même hauteur les abscisses de la première courbe

si on suppose que c'est la courbe caractéristique des conduites d'installation, alors l'intersection de la courbe résultante avec celle de l'installation nous donne le point de fonctionnement



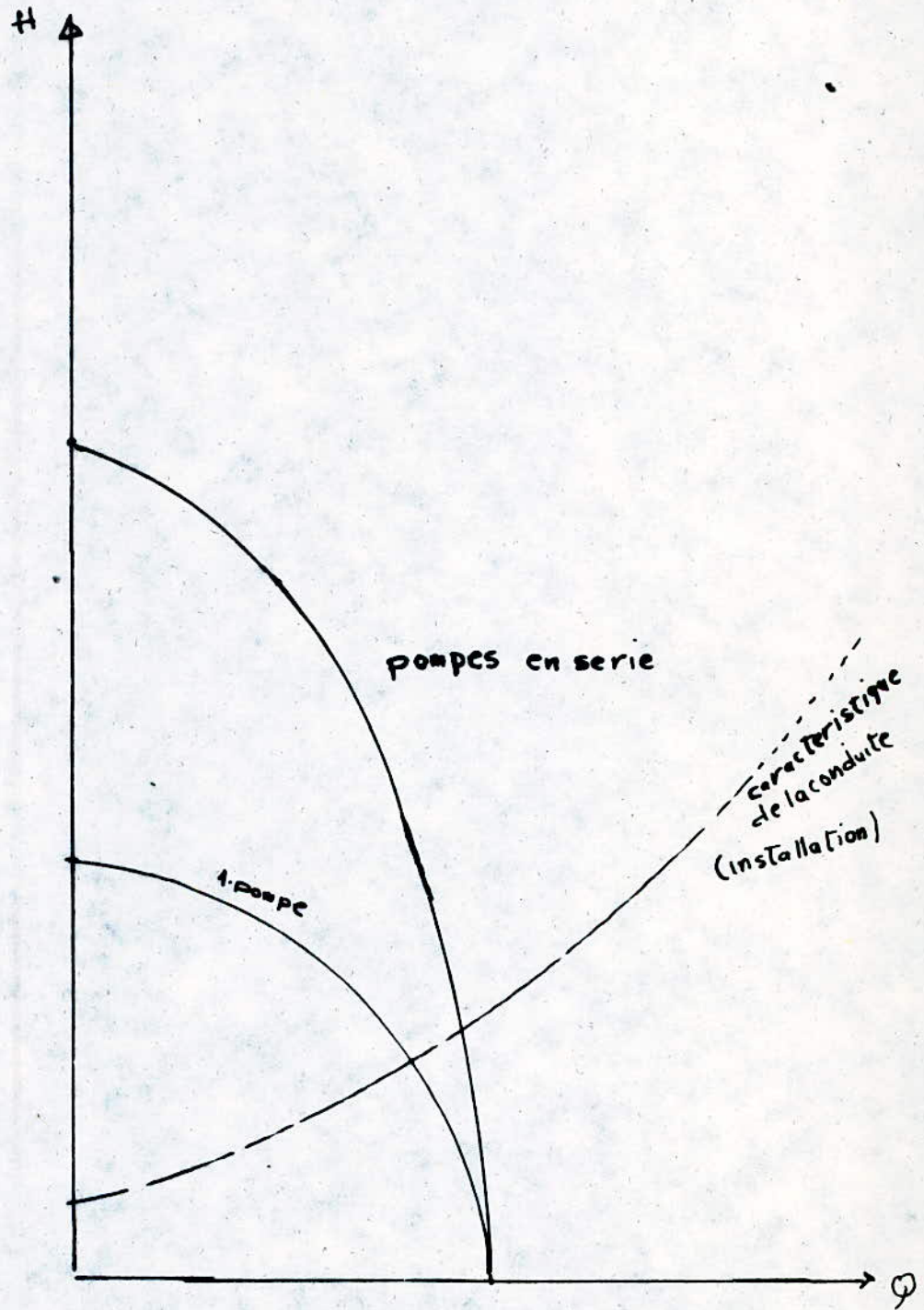
en remarque

d'après les courbes ci dessus que le débit de fonctionnement du couplage en parallèle reste inférieur à la somme des débits résultant du fonctionnement des 2 pompes séparément. En conséquence il ne faut pas penser que, par exemple, la capacité de refoulement d'une station sera doublée en ajoutant un groupe identique à celui déjà existant.

b) supposons maintenant que les deux pompes  $p_1$  et  $p_2$  sont couplées en série alors la courbe caractéristique résultante est obtenue en doublant à chaque fois pour la même valeur du débit



les ordonnées de la courbe représentative d'une seule pompe



## II. 2 Construction Du banc d'essai provisoire

Ce banc permet le tracé des courbes caractéristiques de notre pompe

$$H = f(\varphi) \quad \text{et} \quad \eta = F(\varphi)$$

dans notre cas nous avons opté pour un banc d'essai à circuit ouvert grâce aux grandes avantages qu'il nous offre :

Facilité de mesure et liberté du fonctionnement de la pompe en plus la disponibilité d'un grand bassin d'aspiration et d'autre pour les mesures du débit

Le banc d'essai a été réalisé à l'aide des éléments suivants

- un robinet vanne : placé dans la conduite de refoulement sert pour le réglage du débit refoulé
- un coude placé sur la conduite d'aspiration et d'autre sur la conduite de refoulement
- une crépine à l'extrémité de la conduite d'aspiration en raison de la profondeur d'aspiration assez importante.
- un rayon flexible au refoulement
- un câble électrique pour l'alimentation du moteur de la pompe
- un manomètre différentiel à mercure permettant de relever la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement
- un tachymètre pour relever la vitesse de rotation de la roue de la pompe

Alors à partir des éléments cités plus haut on a réalisé un banc d'essai provisoire permettant de relever les caractéristiques

$$H(\varphi) \quad \text{et} \quad \eta = \eta(\varphi)$$



## II.3 . Réalisation des expériences

Avant de démarrer la pompe on doit s'assurer qu'elle soit amortie pour régler ce problème on remplit l'écran de la pompe à l'aide de l'eau propre jusqu'au bout

L'amorçage est assuré on garde le robinet de réglage de refoulement fermé et le robinet de purge d'air ouvert ces précautions sont faites on démarre la pompe ensuite on ouvre progressivement le robinet vanne du réglage du débit de refoulement on relève les grandeurs suivantes

- 1) le volume d'eau écoulée et le temps correspondant  $t$  et cela pour déterminer le débit  $Q = \frac{V}{t}$
- 2) le nombre de tours "vitesse de rotation" à partir du tachymètre
- 3) la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement

### Depouillement des mesures

à partir des valeurs expérimentales on déduit les grandeurs calculées

$H_{mt}$  et  $\eta_{mc}$

dans notre cas nous avons travaillé avec un récipient de capacité de 15 l pour les grands débits et une éprouvette graduée de 3 l utilisée

pour les petits débits, pour chaque réglage on a :  $Q = \frac{V}{t}$

ou  $V$  : est le volume d'eau écoulé en "l"

et  $t$  : est le temps correspondant en "s"

La hauteur manométrique est donnée par la relation suivante :

$$H_{mt} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \Delta H_{12}$$

avec  $\Delta H_{12}$  : est la distance entre les deux piquages des prises de pression dans les conduites d'aspiration et de refoulement qui est une valeur négligeable dans notre cas  $\Delta H_{12} = 0,20 \text{ m}$

$c_2$  : est la vitesse de l'eau à la sortie de la pompe

$c_1$  : est la vitesse de l'eau à l'entrée de la pompe

d'autre part le bilan manométrique permet d'écrire :

$$\Delta p = p_2 - p_1 = (\rho_{Hg} - \rho_e) g \cdot \Delta h - \rho g (h_2 - h_1)$$

soit  $\Delta h = h_2 - h_1$  est la différence du niveau de mercure dans les deux branches du manomètre " voir Fig 2.3.1 "

or la vitesse de l'eau  $c = \frac{\varphi}{\frac{\pi D^2}{4}}$

$$\text{alors } \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{8\varphi^2}{\pi^2 g} \left[ \frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right]$$

ou  $D_1$  : est le diamètre de la conduite d'aspiration

$D_2$  : est le diamètre de la conduite de refoulement

alors pour notre cas on remplace  $D_2$  et  $D_1$  par ses valeurs respectives  $D_1 = 45 \text{ mm}$  et  $D_2 = 40 \text{ mm}$

alors l'équation ci haut devient :

$$\begin{aligned} \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} &= \frac{8\varphi^2}{\pi^2 g} \left[ \frac{1}{40^4} - \frac{1}{45^4} \right] = \frac{8\varphi^2}{\pi^2 g} \left[ \frac{1}{256} - \frac{1}{410} \right] \\ &= 1,23 \cdot 10^{-2} \varphi^2 \end{aligned}$$

nous avons trouvé précédemment que  $\Delta p = \left( \frac{\rho_{Hg} - \rho_e}{\rho_e} \right) \Delta h = 12,6 \Delta h$

$$\Rightarrow H_{MT} = 12,6 \Delta h + 1,23 \cdot 10^{-2} \varphi^2 + 0,2$$

dans cette dernière formule on a :  $H_{MT}$  (m) et  $\varphi$  (l/s)

le rendement est donné par la formule

$$\eta = \frac{\varphi \cdot H_{MT}}{102 P} \cdot 100 \quad \text{en } [\%]$$

ou :  $\varphi$  est le débit d'écoulement

$H_{MT}$  : est la hauteur manométrique

$P$  : est la puissance absorbée par la pompe



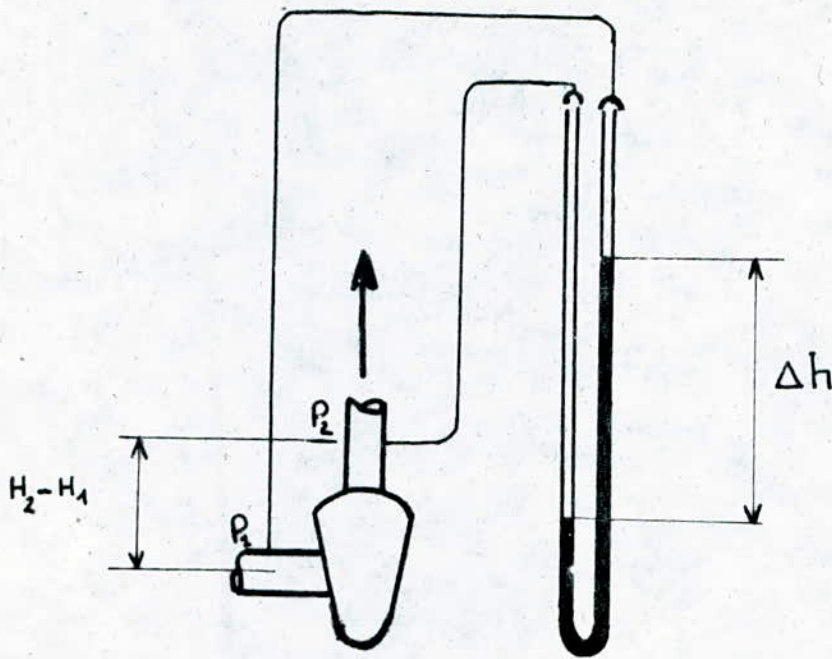


Fig 2.3.1

Après avoir relevé plusieurs points à fin de tracer les courbes caractéristiques nous devons appliquer au résultats ainsi obtenues les lois de similitude car ces résultats de mesure sont propres à un nombre de tours "n" variable car pour chaque réglage de la vanne de refoulement on a remarqué une variation du nombre de tours "n" alors pour obtenir une courbe caractéristique significative avec un nombre de tours moyen " $n_{moy}$ " on doit appliquer les formules de similitude suivantes :

$$Q_{moy} = Q \left( \frac{n_{moy}}{n} \right)$$

$$H_{tot\ moy} = H_{tot} \left( \frac{n_{moy}}{n} \right)^2$$

$$P_{moy} = P \left( \frac{n_{moy}}{n} \right)^3$$

ou  $Q_{moy}$ ,  $H_{tot\ moy}$ ,  $P_{moy}$  sont les valeurs calculées  
 $Q$ ,  $H_{tot}$ ,  $P$  sont les valeurs mesurées

dans notre cas pour les différents nombre de tours ainsi mesurés par le tachymètre nous allons appliquer un nombre de tours moyen

$$n_{\text{moy}} = \frac{1}{N} \sum n_i \quad \text{ou } N: \text{ nombre de serie de mesure}$$

$n_i$  le nombre de tours correspondant à chaque serie de mesure

$$n_{\text{moy}} = 2906$$

Tableau des valeurs mesurées à vitesse de rotation variable

$i$	$h_1$ (mm) aspiration	$h_2$ (mm) refoulement	$\Delta h$ (mm)	$n$ tr/min	$V$ (l)	$t$ (s)	$Q$ (l/s)	$H$ (m)
1	415	-415	830	2870	16	5	3,2	10,46
2	425	-425	850	2875	15	5	3	10,84
3	450	-450	900	2880	14	5	2,9	11,34
4	475	-475	950	2885	15	5,5	2,7	11,97
5	500	-500	1000	2890	15	6	2,5	12,60
6	520	-520	1040	2895	15	6,5	2,3	13,10
7	535	-535	1070	2900	15	7	2,10	13,48
8	550	-550	1100	2910	15	7,5	2,00	13,86
9	565	-565	1130	2915	15	8	1,88	14,25
10	570	-570	1140	2920	15	8,5	1,76	14,36
11	590	-590	1180	2930	15	10	1,5	14,86
12	600	-600	1200	2940	15	21	0,7	15,12
13	620	-620	1240	2970	0	-	-	15,63



## Tableau des valeurs calculées

correspondantes à la valeur  $n_{mq} = 2906$

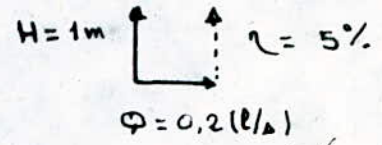
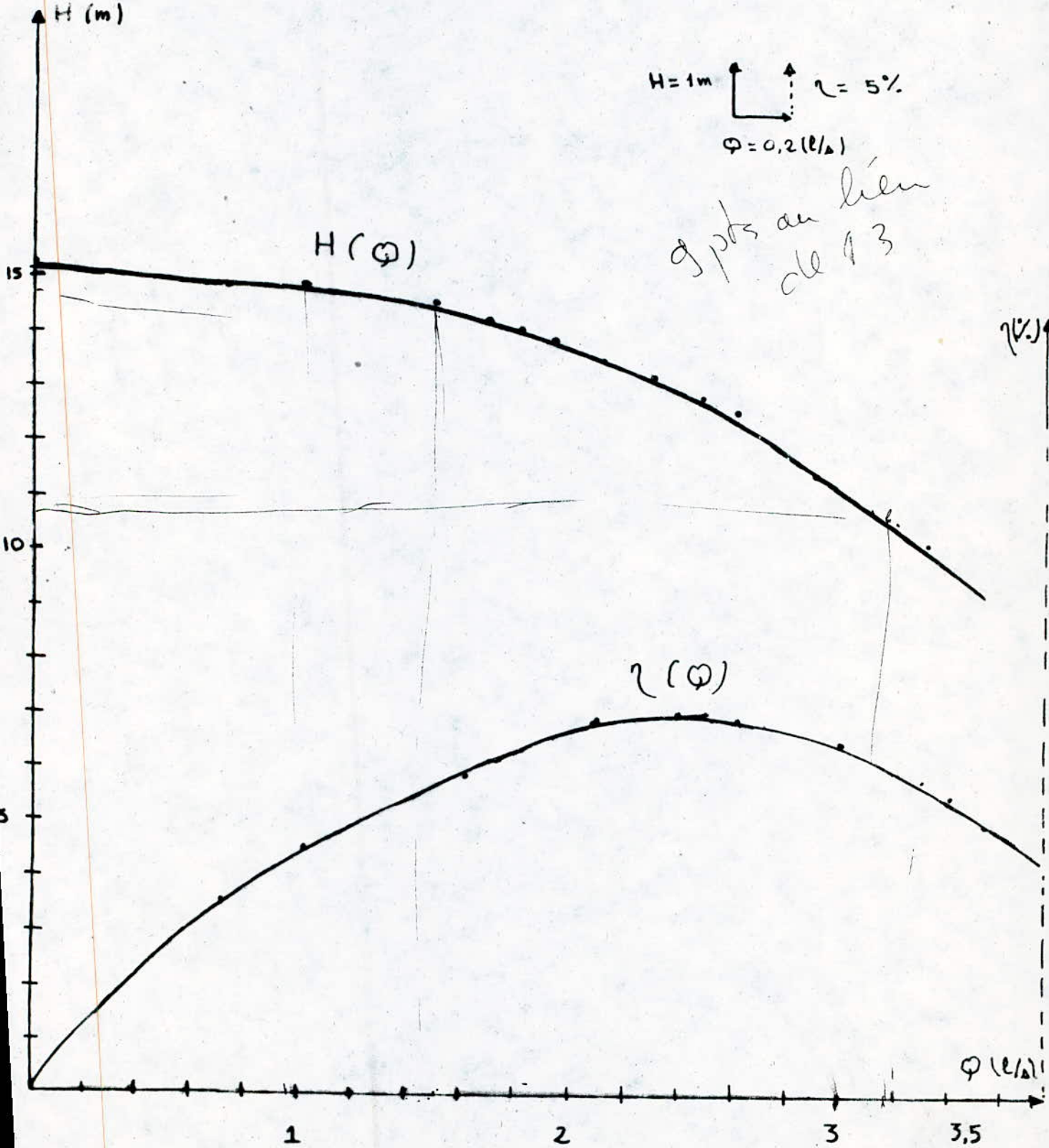
N° d'essai	$n$ ( $\frac{r}{\text{min}}$ )	$H_{mq}$ (m)	$\varphi$ (l/s)	$\eta$ (%)	
1	2870	10,72	3,24	31	
2	2875	11,08	3,03	31,2	
3	2880	11,54	2,92	31,4	
4	2885	12,15	2,72	32,97	
5	2890	12,78	2,51	33,10	
6	2895	13,22	2,30	33,87	
7	2900	13,52	2,10	34,07	
8	2910	13,85	1,95	33,44	
9	2915	14,20	1,85	31,95	
10	2920	14,30	1,73	30,36	
11	2930	14,60	1,45	27,70	
12	2940	14,80	0,65	19,13	
13	2970	15,2	0	0	

H : la hauteur manométrique de calcul pour un nombre de tours moyen

$\varphi$  : débit de calcul

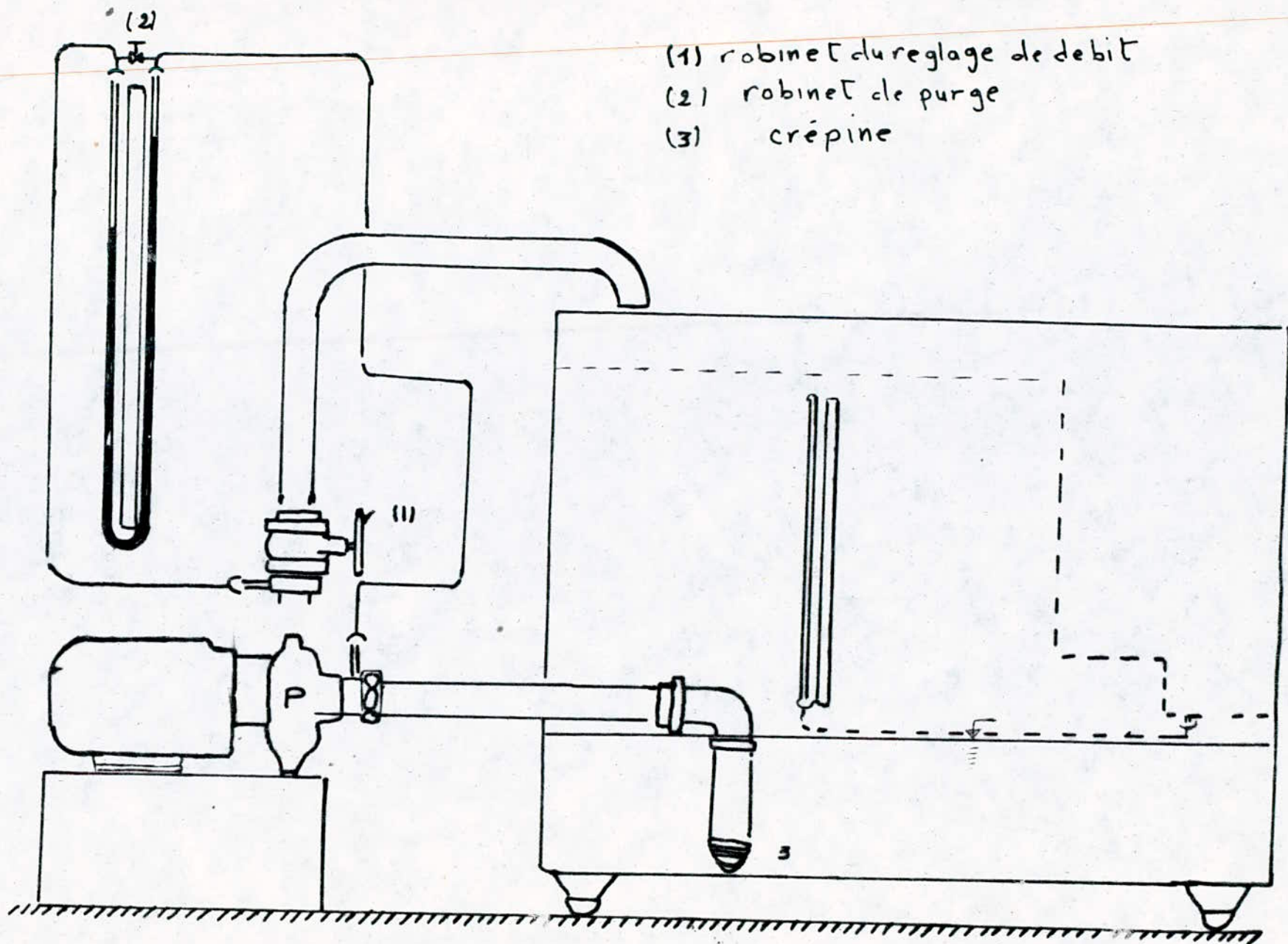
# caracteristiques Experimentales de la pompe

$\eta$  %



9 pts au lieu de 13





- (1) robinet de réglage de débit
- (2) robinet de purge
- (3) crépine

Schema du banc d'essai provisoire

## Calcul d'erreurs

Soit  $Z$  une valeur mesurée dépendant d'autres variables  $X_i, Y_i$  mesurable cad:  $Z = Z(X, Y)$

alors la valeur de  $Z$  sera déduite à partir des valeurs mesurables

$X_i, Y_i$  la valeur du moyen arithmétique  $\bar{X} = \frac{\sum X_i}{n}$

$\bar{Y} = \frac{\sum Y_i}{n}$  ou  $n$  nombre d'observation ou de mesure de la valeur  $X_i$  ou  $Y_i$

dans ce cas pour déterminer  $Z$  on a affaire à déterminer

$X$  et  $Y$  cad connaître l'erreur comise sur l'un des variables

$X$  et  $Y$  qui va influencer directement sur la valeur de  $Z$

soit  $Z = Z(\bar{X}, \bar{Y})$

l'erreur quadratique de  $Z$  est donnée par la relation

$$\sigma_Z^2 = \left(\frac{\partial Z}{\partial X}\right)_{\bar{X}, \bar{Y}}^2 \sigma_X^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial Y}\right)_{\bar{X}, \bar{Y}}^2 \sigma_Y^2$$

ou  $\sigma_X^2$  est la variance du variable  $X_i$

$$\sigma_X^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{X} - X_i)^2$$

$\sigma_Y^2$  est la variance du variable  $Y_i$

$$\sigma_Y^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2$$

a) l'erreur comise sur le calcul du pression

Nous avons utilisé un manomètre différentiel pour le calcul du pression dont la variation du niveau de mercure est  $\Delta h$

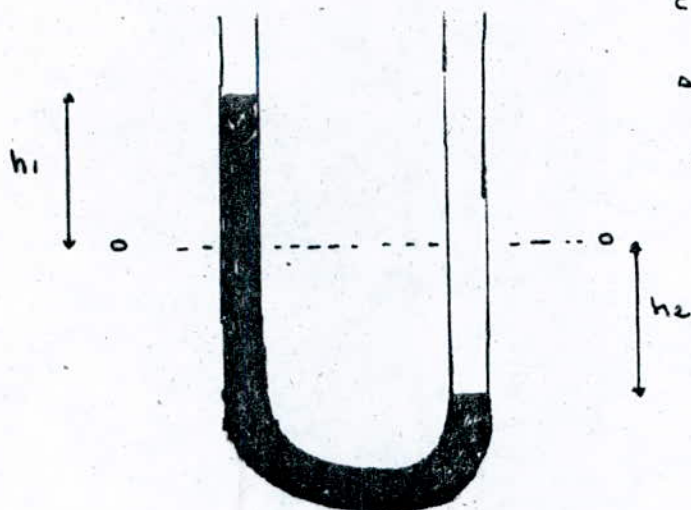
$$\Delta h = h_1 - h_2$$

la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la pompe

elle est donnée par l'expression  $\Delta p = (\rho_{Hg} - \rho_{eau}) g \cdot \Delta h$

or la lecture des valeurs  $h_1$  et  $h_2$  oxille entre deux gradations





comme nous l'avons indiqué

$$\Delta h = h_1 - h_2$$

dans notre cas la référence

est choisie au milieu de

manomètre donc on

peut écrire que  $h_2 = -h_1$

$$\text{alors } \Delta h = 2h_1$$

→ maximum et minimum. On peut définir  $E_h$  comme étant égal à l'erreur comise par l'utilisateur lors du relevé de  $h_1$  donc l'erreur comise sur la valeur de  $\Delta h = 2h_1$  est  $E_{\Delta h} = 2E_h$  et selon la théorie de probabilité  $E_h \leq 2\sigma_h$  qui doit être vérifié à 95%.

A partir du variable dépendant  $Z(x, y)$  on peut écrire que

$\Delta p = Z(h_1, h_2)$  et cela en imposant que les autres erreurs

sont négligeables dans ce cas on a:

$$\sigma_{\Delta p}^2 = \left( \frac{\partial \Delta p}{\partial h_1} \right)_{\bar{h}_1, \bar{h}_2}^2 \sigma_{h_1}^2 + \left( \frac{\partial \Delta p}{\partial h_2} \right)_{\bar{h}_1, \bar{h}_2}^2 \sigma_{h_2}^2$$

$$\text{Or } \Delta p = (\rho_{Hg} - \rho_e) g \cdot \Delta h = (\rho_{Hg} - \rho_e) g \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial h_1} = \frac{\rho_{Hg} - \rho_e}{1} \cdot g$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial h_2} = -(\rho_{Hg} - \rho_e) g$$

$$\Rightarrow \sigma_{\Delta p}^2 = g^2 (\rho_{Hg} - \rho_e)^2 \frac{1}{h_1 \cdot h_2} \cdot \sigma_{h_1}^2 + g^2 (\rho_{Hg} - \rho_e)^2 \frac{1}{h_1 \cdot h_2} \sigma_{h_2}^2$$

$$\text{alors } \left( \frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 = \left( \frac{\sigma_{h_1}}{h_1 - h_2} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{h_2}}{h_1 - h_2} \right)^2$$

d'autre part l'erreur comit sur la hauteur  $h_1$  est le même que pour

$$h_2 \Rightarrow \sigma_{h_1} = \sigma_{h_2}$$

$$\text{donc } \left( \frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 = 2 \left( \frac{\sigma_{h_1}}{h_1 - h_2} \right)^2 = 2 \left( \frac{\sigma_{h_2}}{h_1 - h_2} \right)^2 = \left( \frac{\sqrt{2} \sigma_h}{h_1 - h_2} \right)^2$$

$$\sigma_{\Delta P} / \Delta P = \sqrt{2} \frac{\sigma_h}{h_1 - h_2}$$

or nous avons effectué nos mesure avec une erreur absolue

$$\sigma_h = \pm 1 \text{ mm} \Rightarrow \sigma_{h_1} = \sigma_{h_2} = E_h / 2 = 1 \text{ mm}$$

alors correspondant au point optimum  $\varphi = 2,53$  (l/Δ)

$$h_1 - h_2 = 500 - (-500) = 1000 \text{ mm}$$

$$\frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P} = 1,41 \cdot 10^{-3}$$

### l'erreur comise sur le debit

pour cet essai provisoir qu'on a effectué on a utilisé des moyens simples :

un recipient d'une capacité  $V = 15 \text{ l}$

un chronometre gradué en  $1/10^{\text{ème}}$  de seconde

une telle situation nous a poussé a comir des erreurs pour le releve du volume d'eau d'une part et le temps correspondant d'autre part

pour notre cas ona estimé l'erreur sur le temps et le volume comme suit

$$\sigma_V = 0,2 \text{ l/Δ}$$

$$\sigma_T = 0,1 \text{ (Δ)}$$



or le debit  $Q = v/\tau$  cad  $Q = Z(v, \tau)$

$\Rightarrow$  l'erreur quadratique sur le debit est donnée par la formule

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{\partial Q}{\partial v}\right)_{\bar{v}, \bar{\tau}} \cdot \sigma_v^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_{\bar{v}, \bar{\tau}} \cdot \sigma_\tau^2 \quad *$$

sachant que:  $\frac{\partial Q}{\partial v} = 1/\tau \Rightarrow \left(\frac{\partial Q}{\partial v}\right)_{\bar{v}, \bar{\tau}} = (1/\bar{\tau})^2$

$$\frac{\partial Q}{\partial \tau} = -v/\tau^2 \Rightarrow \left(\frac{\partial Q}{\partial \tau}\right)_{\bar{v}, \bar{\tau}} = (\bar{v}/\bar{\tau}^2)^2$$

à partir de l'équation \* on peut écrire

$$\sigma_Q^2 = (1/\bar{\tau})^2 \sigma_v^2 + (\bar{v}/\bar{\tau}^2)^2 \sigma_\tau^2$$

$$\left(\frac{\sigma_Q}{Q}\right) = (1/\bar{\tau})^2 / (v/\tau)^2 \cdot \sigma_v^2 + \frac{(\bar{v}/\bar{\tau}^2)^2 \cdot \sigma_\tau^2}{(v/\tau)^2}$$
$$= \left(\frac{\sigma_v}{v}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_\tau}{\tau}\right)^2$$

pour le point optimum  $v = 15 \ell$  ,  $\tau = 6 \Delta$  ,  $\sigma_\tau = 0,1 \text{ s}$

$$\sigma_v = 0,2 \ell$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\sigma_Q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{0,2}{15}\right)^2 + \left(\frac{0,1}{6}\right)^2 = (0,013)^2 + (0,017)^2 = 4,51 \cdot 10^{-4}$$

$$\Rightarrow \sigma_Q/Q = 0,02$$

or  $Q = 2,5 \ell/\Delta \Rightarrow \sigma_Q = 0,02 \cdot Q = 0,05 \ell/\Delta$

l'erreur sur le rendement :

$$\eta = \frac{Q \cdot H}{102 \cdot P} \quad \text{cad} \quad \eta = Z(H, Q, P)$$

$$\sigma_\eta^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q}\right)_{\bar{H}, \bar{Q}, \bar{P}} \cdot \sigma_Q^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H}\right)_{\bar{H}, \bar{Q}, \bar{P}} \cdot \sigma_H^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P}\right)_{\bar{H}, \bar{Q}, \bar{P}} \cdot \sigma_P^2$$

avec:

$$\partial \eta / \partial Q = H / 102 \cdot P$$

$$\partial \eta / \partial H = Q / 102 \cdot P$$

$$\partial \eta / \partial P = -\frac{Q \cdot H}{102 \cdot P^2}$$

or dans notre cas nous n'avons pas mesuré la puissance  
alors on peut estimer  $\sigma_P/P = 5 \cdot 10^{-3}$

$$\begin{aligned} (\sigma_\eta/\eta)^2 &= \left(\frac{\sigma_\Phi}{\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_H}{H}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_P}{P}\right)^2 \\ &= \left(\frac{0,05}{2,5}\right)^2 + \left(\frac{0,017}{1,3}\right)^2 + \left(\frac{25}{106}\right)^2 = 7,31 \cdot 10^{-4} \\ \Rightarrow \sigma_\eta/\eta &= 0,027 \end{aligned}$$

or pour le point optimum  $\eta = 0,35$

$$\Rightarrow \sigma_\eta = 0,35 \cdot 0,027$$

$$\sigma_\eta = 9,5 \cdot 10^{-3} \approx 1\%$$

## Conclusion de la première partie

Dans cette partie on a trouvé beaucoup de problème lors de l'exécution de l'essai à cause des fuites et des pertes de charges assez importante créés par la crepine qui nous a poussés chaque fois à démonter et monter l'installation pour la réparer, d'autre part le manque des moyens de mesure plus précise a plus ou moins faussé les résultats de mesure

L'essai provisoire qu'on a effectué a été fait et par des moyens assez simples ce qui nous a permis d'avoir une idée précise sur le futur banc d'essai destiné à l'enseignement qui sera détaillé dans la deuxième partie

en contradiction  
avec vos diagrammes



### 3 - Conception d'un banc d'essai de deux pompes destiné à l'enseignement

#### 3.1. Critères de la conception d'un banc d'essai

- . Avoir un espacement et encombrement minimum
- . Accès facile aux différents instruments de mesure
- . Rapidité d'exécution de mesures
- . possibilité de réalisation des expériences et essais complets
- . avoir une approche plus exacte aux conditions réelles de fonctionnement des deux pompes

Pour satisfaire ces critères et conditions nous avons opté pour une plate forme à circuit ouvert à cause des différents avantages qu'elle nous offre :

- Possibilité d'utiliser les différents moyens de mesure de débit "diaphragme et débitmètre ouvert"
- bonne précision de mesure à faible débit
- Fonctionnement dans des conditions proches de la pratique

de ce fait le dimensionnement de notre futur banc d'essai va se baser sur les caractéristiques des 2 pompes en plus les avantages et inconvénients du banc provisoire, alors nous avons opté pour des éléments constitutifs disponibles sur le marché national et qui peuvent offrir un rendement efficace et bon fonctionnement à notre banc d'essai

### 3.2 description de l'installation

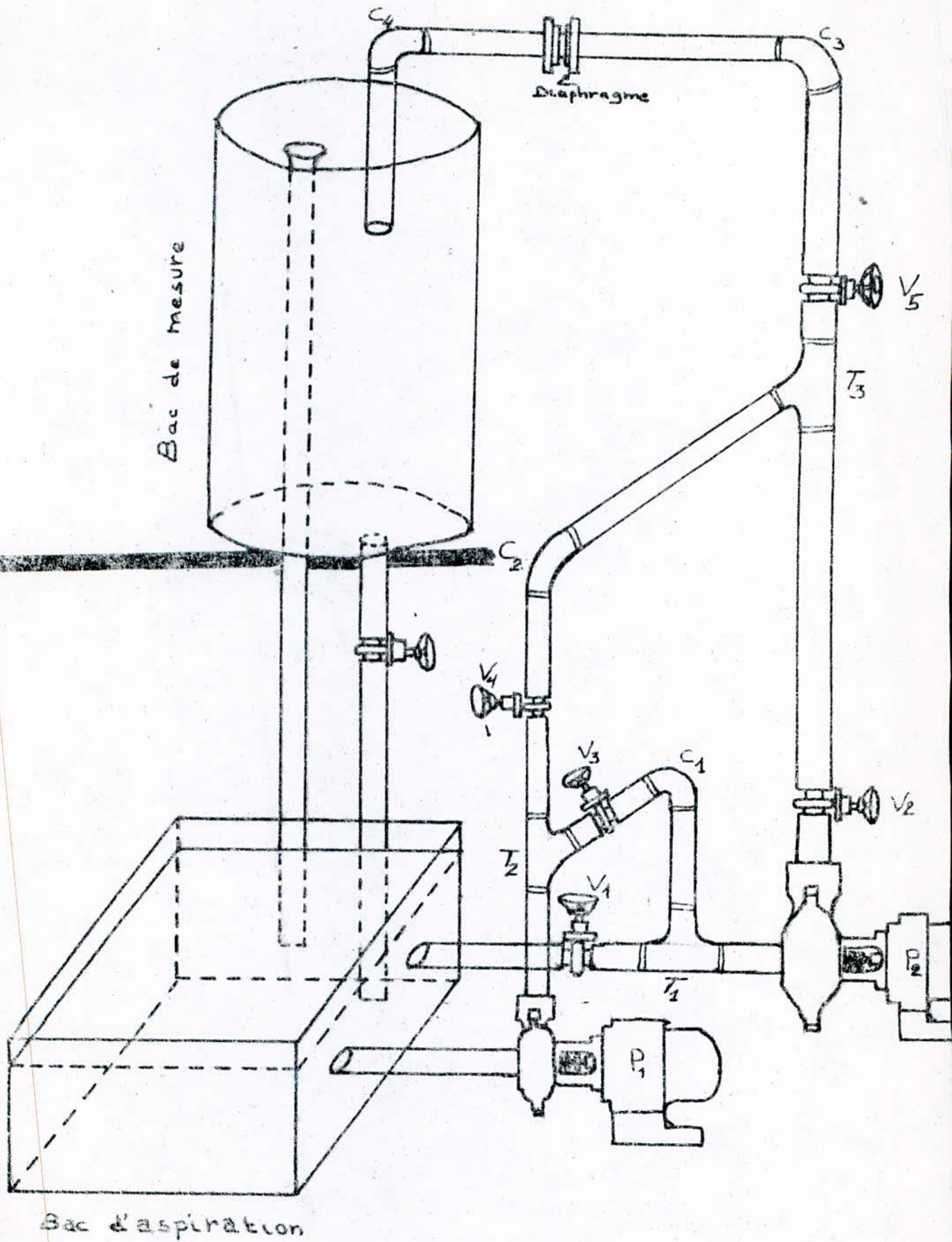
Notre futur banc d'essai sera constitué des éléments suivants

- Deux pompes centrifuges installées parellement d'une coté près du bassin d'aspiration ces pompes pouvant fonctionner, en serie, en parallele, et separement
  - un bassin d'aspiration rectangulair dimensionné suivants les divers éléments proposées pour la realisation des essais
  - un bassin de refoulement cylindrique sera dimensionné comme celui de l'aspiration
  - Chaque pompe est munie d'une conduite d'aspiration et de refoulement pouvant assurer les divers fonctionnements
  - 5 vannes vont être placées de façon à assurer le fonctionnement desiré
  - différents accessoires sont placées d'une part et d'autres de l'installation tel que les coudes, les jonctions en "T", diaphragme
- on va envisager maintenant les différents fonctionnements

#### I Fonctionnement séparement

- a) seule la pompe (1) fonctionne : Pour assurer le fonctionne seule on doit garder les vannes (1), (2), (3), fermées
- les vannes (4) et (5) devront être resté fermé durant le fonctionnement, le réglage du debit s'effectue a l'aide du robinet 5 si
- On garde la vanne 4 en plein ouverture
- vu que la conduite d'aspiration est au dessous du niveau minimal dans le bassin d'aspiration alors le problème d'amorçage n'est pas posé dans ce cas.





b) Seule la pompe (2) fonctionne

Pour assurer ce fonctionnement on doit garder les vannes (1), (2) (3) ouvertes et les autres fermées [V4 et V3]

II Fonctionnement en parallèle

Pour avoir un fonctionnement parallèle des deux pompes on doit garder les vannes V1, V2, V4, V5 ouvertes et seule la vanne V3 reste fermée

III Fonctionnement en série

Ce fonctionnement sera assuré si on garde les vannes V1 et V4 fermées et on ouvre les autres " V2 - V3 - V5 " comme nous l'avons indiqué précédemment le débit d'écoulement se règle à l'aide de la vanne V3 alors apart la vanne V3 toutes les autres vanne doivent être complètement ouvertes le diaphragme doit être placé plus loin des autres accessoires pour éviter la perturbation, et donc pour avoir une meilleur précision de mesure

### 3.3. Elaboration de la méthode de mesures des caractéristiques:

1) Mesure de la valeur "H"

Comme nous avons dit précédemment, à partir de ce banc d'essai On peut réaliser les différents type de fonctionnement séparément, en série, ou en parallèle

Pour n'importe quel cas, la valeur de la hauteur d'élevation H correspondant à un débit de fonctionnement  $Q$  est déterminée à partir de la différence de pression entre l'entrée et la sortie



de la pompe. Il suffit alors de faire le bilan manométrique pour déterminer la hauteur d'élevation  $H$

La mesure de la différence de pression se fait à l'aide des manomètres qui se présentent sous différentes formes:

- le manomètre différentiel à mercure, ou manomètre à liquide à air libre, ce dernier type donne la valeur de la pression dans la conduite dont il est placé, il nous faut donc pour chaque cas de fonctionnement un à l'aspiration et un autre dans la conduite de refoulement la branche raccordée à la conduite doit être complétée avec de l'eau pompée et cela en purgeant l'air qui s'y trouve à l'aide d'un robinet de purge, l'autre branche doit être exposée à la pression atmosphérique

pour les manomètres différentiels à mercure, les deux colonnes de mercure sont complétées avec de l'eau pompée en plaçant un robinet purgeur sur le raccordement

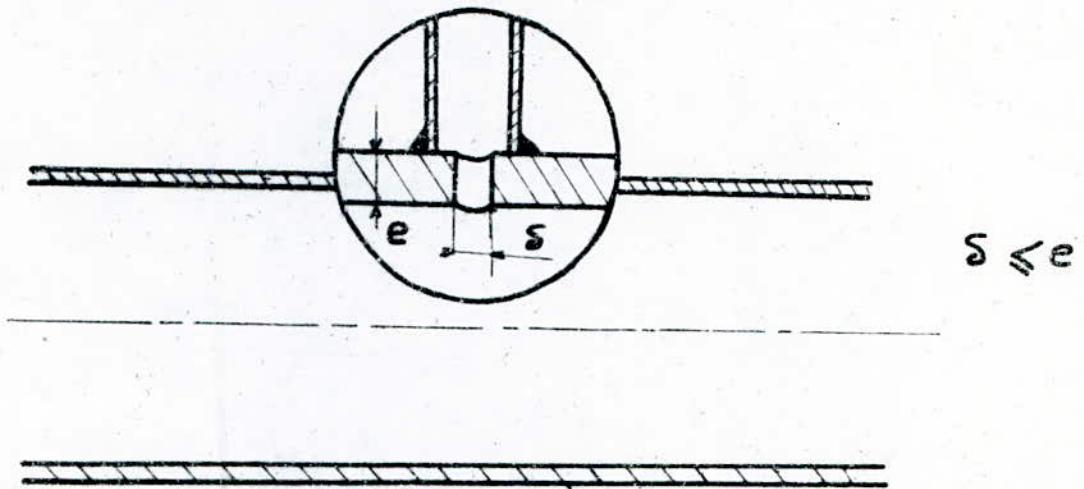
### Realisation des prises de pression

On réalise les prises de pression dans des points proches de l'entrée et la sortie de la pompe en respectant une distance admissible

① donnée par la norme I 50

cette distance est choisie comme étant égale à  $D_0 = 10 \text{ à } 20$  fois le diamètre de la conduite

L'orifice de prise de pression doit être percé perpendiculairement par rapport à l'axe de la conduite en respectant dans le possible un diamètre du fil à percer admissible qui ne doit pas dépasser les 8 mm.



$$s \leq e$$

" Un diamètre autorisé doit être choisi entre 3 et 8 mm "  
 en général on choisit le diamètre de l'orifice inférieur ou égal  
 à l'épaisseur de la paroi de la conduite cad avoir toujours  $s \leq e$   
 "voir schéma ci dessus "

au niveau de cette orifice, on doit polier soigneusement l'intérieur  
 de la conduite pour éviter les perturbations créées par les débris  
 de perçage qui risquent d'augmenter les erreurs de mesure  
 les raccordements des manomètres doivent être faites par des  
 tuyaux flexibles " de préférence en plastique transparents "  
 remplis d'équ. ces raccordements seront munis de robinets afin  
 qu'ils permettent la purge des bulles d'air, d'amortir les fortes  
 variations de pressions qui risquent d'entraîner le mercure dans  
 les conduites



## 2 Mesure du débit $Q$ .

Il existe plusieurs méthodes de mesure du débit parmi eux on cite :

- 1) Méthode de l'intégration de la courbe de répartition des vitesses dans une section quelconque de mesure
- 2) Méthode de mesure indirecte déduite de la loi des écoulements des fluides incompressibles (équation de Bernoulli) qui nécessite l'utilisation l'un des systèmes suivants :
  - a) Système de vidange "orifice"
  - b) Système déprimogène
  - c) Diver soir

3) La méthode classique de mesure volumétrique qui est généralement utilisable dans une plate forme à circuit ouvert : c'est cette méthode qu'on a utilisé lors de nos essais provisoires

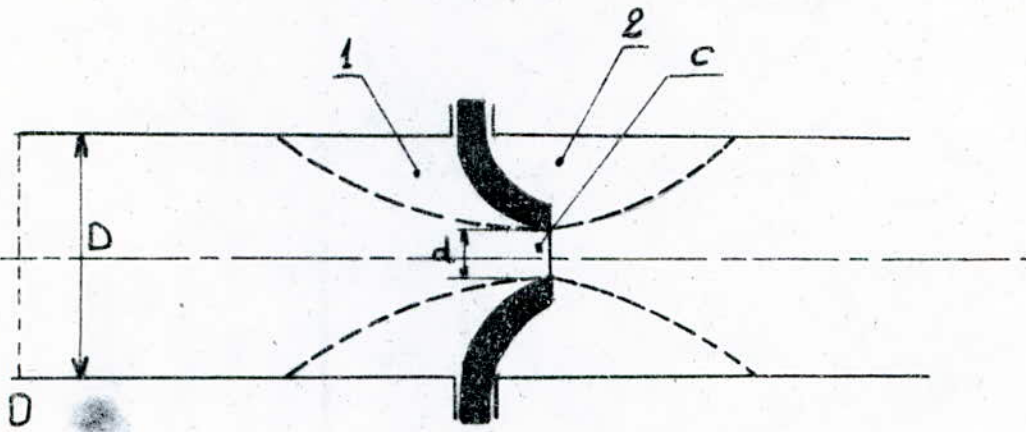
On mesure un certain volume "après avoir régler le débit d'écoulement par la vanne" et le temps "t" correspondant à l'écoulement de ce volume "v" dans un bassin jaugé

alors le débit d'écoulement  $Q$  sera égal à  $Q = \frac{V}{t}$

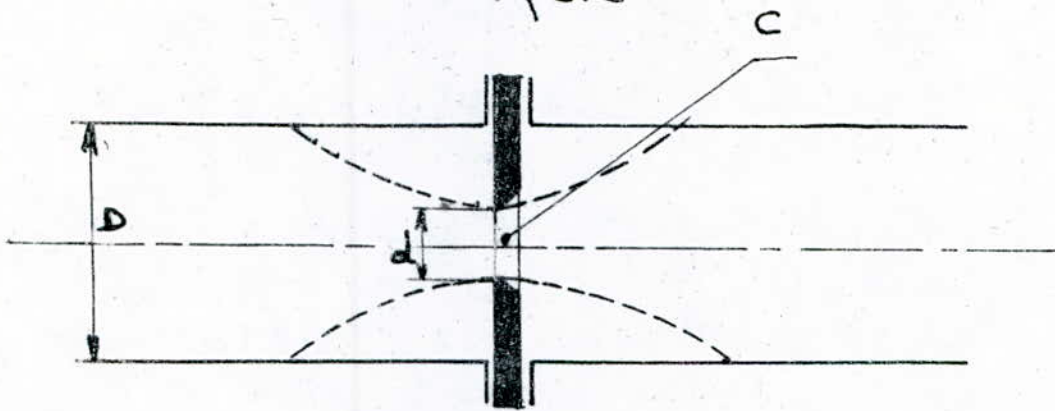
La méthode du système déprimogène est basée sur l'application du phénomène de venturé

pour des raisons économiques, au lieu d'utiliser un convergent-divergent,

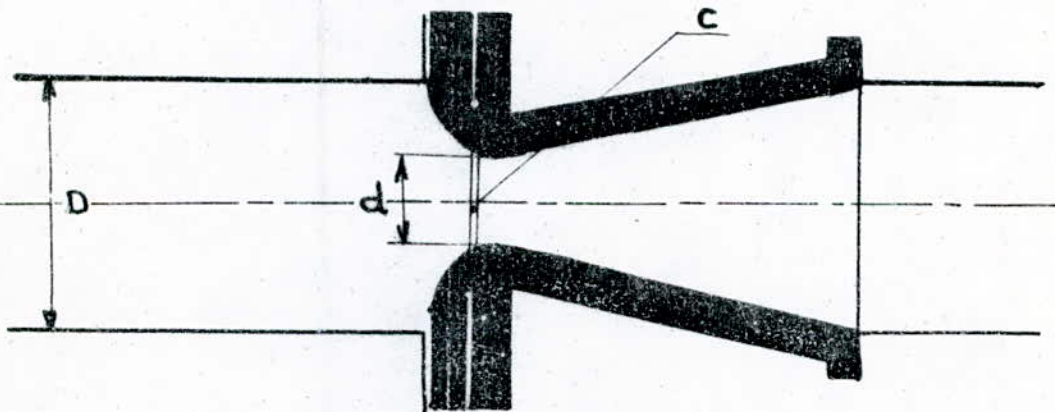
On provoque une contraction de la veine liquide et ce en intercallant une tuyère ou un diaphragme entre deux brides de la conduite.



Tuyère



Diaphragme



Venturi - tuyère



L'analyse théorique des lignes de courant est la même pour les trois cas  
tuyère - diaphragme - venturi tuyère

Soit  $\rho_0$  la masse volumique de l'eau,  $p_0, c_0$  respectivement la pression statique et la vitesse de l'eau en amont d'un diaphragme en un point assez éloigné de manière à ce que l'eau occupe toute la section  $S$  de la conduite et soit  $p_c, c_c$  respectivement la pression statique et la vitesse dans la région où la section de la veine liquide est minimum (section contractée)

Soit  $m$  le rapport des sections  $m = \Delta/s$

où  $\Delta$  : est la section contractée "section de la veine liquide"

$S$  : est la section occupée par l'eau en amont du diaphragme  
alors suivant une masse de liquide qui se déplace entre les deux sections  $S$  et  $\Delta$  l'équation de continuité nous donne  $Q_s = Q_\Delta$

$$\Rightarrow c_s \cdot S = c_c \cdot \Delta \Rightarrow m = \Delta/s = c_s/c_c = c_0/c_c$$

où :  $c_0$  : vitesse d'écoulement initiale

$c_c$  : vitesse de l'eau dans la section contractée

Appliquons le théorème de Bernoulli entre les sections  $S$  et  $\Delta$ , en prenant comme référence l'axe de la conduite

$$z_0 + \alpha_0 \cdot v_0^2/2g + p_0/\rho g = z_1 + \alpha_1 \cdot v_1^2/2g + p_1/\rho g + \Sigma h_{01}$$

dans notre cas "petite installation" on suppose que les pertes de charges globales entre les sections  $S$  et  $\Delta$  sont négligeables

$$\alpha_0 = \alpha_1 = 1 \quad , \quad v_0 = c_0 \quad v_1 = c_1$$

$$\Rightarrow c_0^2/2g + p_0/\rho g = c_1^2/2g + p_1/\rho g \quad \text{posons } c_1 = c_c$$

$$\Rightarrow \frac{c_c^2 - c_0^2}{2} = \frac{p_0 - p_c}{\rho}$$

Divisons les membres de l'équation précédente par le terme  $C_c^2$  et en tenant compte que  $C_0/C_c = m$

$$\Rightarrow \frac{C_c^2/C_c^2 - C_0^2/C_c^2}{2} = \frac{P_0/C_c^2 - P_c/C_c^2}{\rho_0}$$

$$\Rightarrow \frac{1 - m^2}{2} = \frac{P_0 - P_c}{\rho_0 C_c^2} \quad \Rightarrow \quad C_c^2 = 2 \frac{[P_0 - P_c]}{\rho_0 (1 - m^2)}$$

$$\text{d'où on tire } C_c = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_0 - P_c)}{\rho_0}} = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_0}}$$

Soit  $E$  le coefficient de vitesse d'approche tel que  $E = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}}$   
donc  $C_c$  sera égal à :  $C_c = E \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_0}}$

d'autre part le débit volumique théorique a pour expression :

$$q_v = A \cdot C_c$$

Enfinement on établit la formule donnant le débit à travers un diaphragme.

$$Q = E \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_0}}$$

dans cette formule :  $E$  est le coefficient de vitesse d'approche

$A$  : est la section contractée

$\Delta p$  : est la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme.

$\rho_0$  : masse volumique de l'eau.

Mais en pratique le débit d'écoulement réel est inférieur à celui calculé théoriquement alors pour obtenir le débit correspondant on doit multiplier l'expression du débit théorique par un coefficient  $\mu$  qui est inférieur à l'unité ( $\mu < 1$ ). Ce coefficient est déterminé expérimentalement et il traduit l'influence des pertes, par frottement, tourbillonnement, ou par la répartition inégale des vitesses



La détermination de ce coefficient se fait à partir des considérations suivantes :

- Dans les calculs on prend la section minimale du diaphragme sans tenir compte du coefficient de contraction
- Pour une bonne précision de mesure, il y a lieu de prendre les pressions  $p_0$  et  $p_c$  dans les angles morts soit alors  $p_1$  et  $p_2$  ces deux valeurs.

En tenant compte de ces deux considérations l'expression du débit devient :

$$Q = \mu \cdot E \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

avec:  $Q$ : le débit écoulé à travers un diaphragme.

$\mu$ : coefficient du débit ( $\mu < 1$ )

$E$ : coefficient du vitesse d'approche

$A$ : section contractée de la veine liquide

$p_1$ : pression en amont du diaphragme

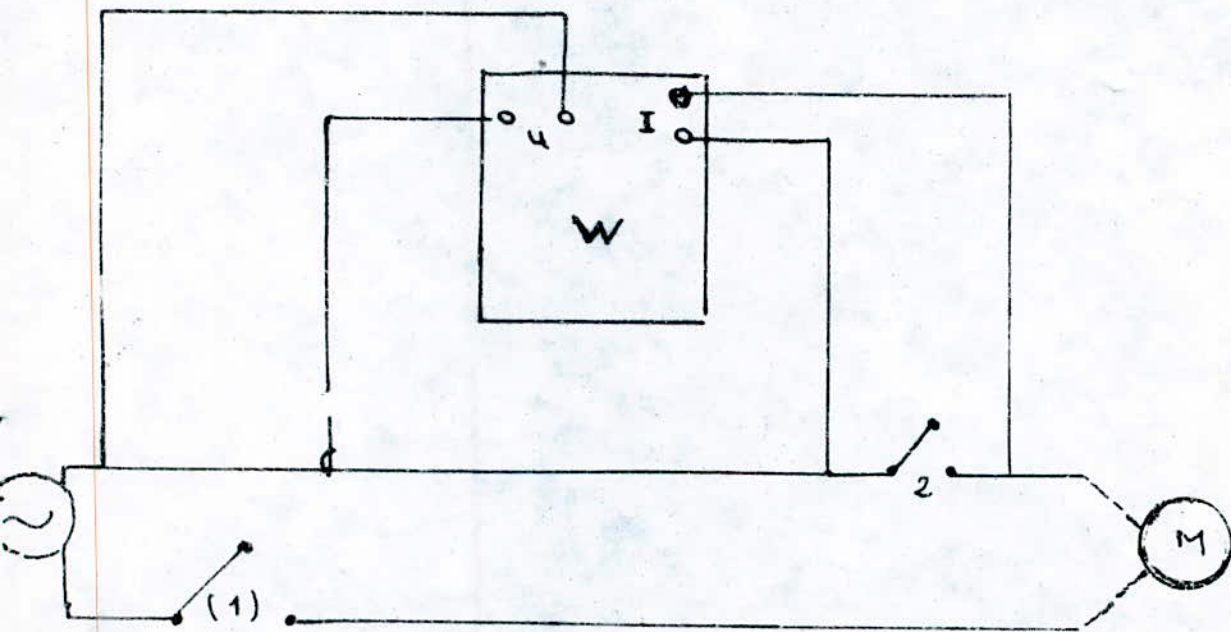
$p_2$ : pression en aval du diaphragme

$\rho$ : masse volumique de l'eau

### 3 Mesure de la puissance p.

On mesure la puissance fournie au moteur à l'aide d'un wattmètre son branchement est assuré par des cables électriques et interrupteurs (voir schéma ci dessous)

la mise en marche du groupe sera assurée si on ferme l'interrupteur (1) et gardant l'interrupteur (2) fermé aussi, ce dernier assure la protection du wattmètre. Après la mise en marche on ouvre l'interrupteur (2) en suite on relève la puissance absorbée par le groupe





### 3. 4 CAVITATION

Theoriquement il est bien connu qu'en faisant créer un vide dans un tube il est impossible de faire monter l'eau à une hauteur supérieur à la hauteur correspondant à la pression atmosphérique  $p_0 = \rho g h$

( Pour l'altitude zéro cette hauteur est de  $h = 10.33 \text{ m}$  )

En réalité cette hauteur est notablement moins élevée car une partie de la pression disponible est nécessaire, d'une part pour vaincre les pertes de charges dans la conduite d'aspiration, et d'autre part pour communiquer au liquide la vitesse desirable.

Par ailleurs, la pression absolue à l'entrée de la pompe ne doit pas descendre au dessous d'une valeur bien déterminée, puisque la tension de vapeur correspondante à la température du liquide à pomper ne doit dans aucune circonstance être atteinte.

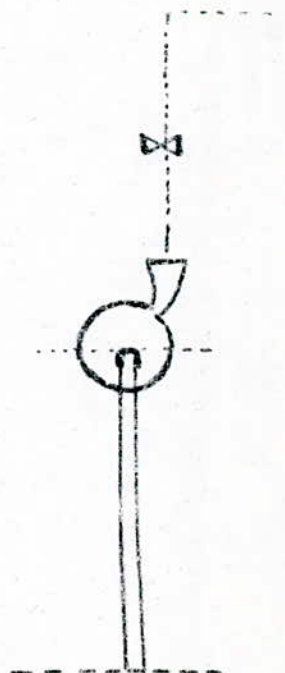
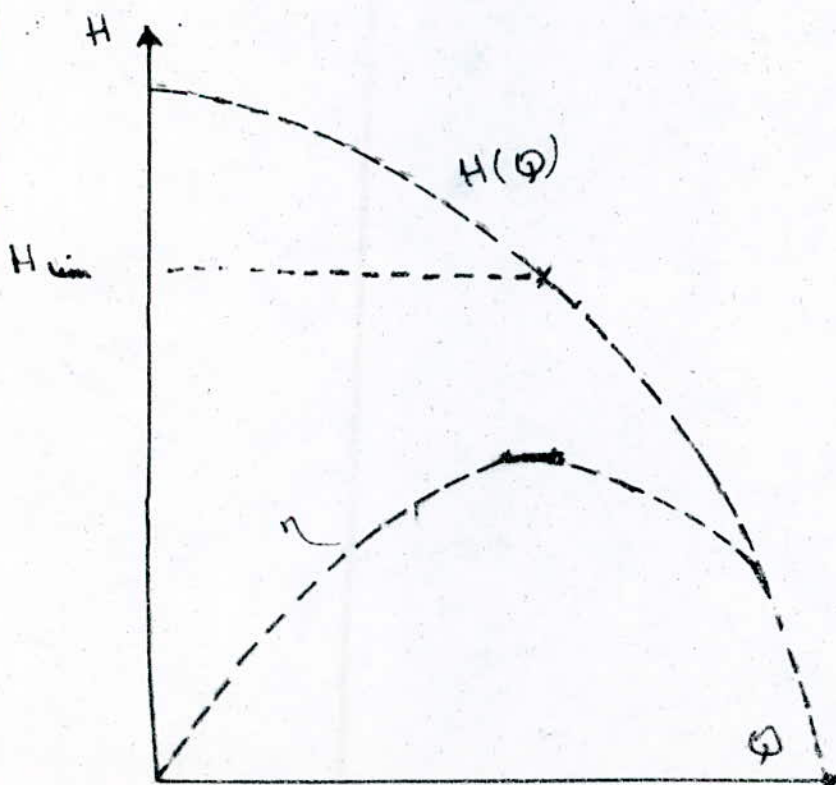
Si cela était, il pourrait se former dans le liquide des bulles de vapeur qui entrant dans la turbine, à un endroit de plus haute pression entrechoqueraient violemment, créant ainsi localement de très hautes pressions spécifiques, susceptibles de détruire complètement la matière en ces endroits

"C'est le phénomène de cavitation"

#### ETUDE de phénomène de cavitation

Considérons une pompe fonctionnant normalement dans une installation soit  $M$  son point de fonctionnement, et  $h_a$  la hauteur d'aspiration qui est inférieure à la hauteur d'aspiration limite en ce point " $h_{a \text{ lim}}$ ". Alors dans ce cas le fonctionnement est parfaitement correcte et, en aucune cas, la tension de vapeur n'étant atteinte, aucune cavitation

ne se forme . Supposons que l'on ouvre alors la vanne (V) a reflux pour accroître le debit . Dans ce cas le point de fonctionnement se deplace sur la courbe caracteristique vers les debits croissants et il arrivera un moment ou la hauteur d'aspiration limite devenant egale à  $h_a$  (hauteur réelle d'aspiration), la tension de vapeur sera juste atteinte sur les aubes mobiles au point de plus faible pression, alors des cavités pleines de vapeur vont commencer à se former en ce point . Descependant qu'elles dépassent ce point, elles rencontrent des zones d'pression plus élevée ou la vapeur n'étant plus en équilibre avec le liquide, devrait se condenser . C'est ce qui se produit avec toutefois plus ou moins de retard et avec un bruit caracteristique, provenant de l'écrasement brutal des cavités de vapeur qui sont à ce moment hors d'équilibre " En pratique l'appareil fait un bruit de cailloux roulés qui est caracteristique de la cavitation "





Simultanément on constate que le point de fonctionnement ne se place plus sur la courbe caractéristique normale, mais en dessous ce qui traduit l'existence d'une chute de hauteur et d'une baisse de rendement. Si on continue à ouvrir la vanne, la courbe caractéristique continue à s'infléchir de plus en plus jusqu'à atteindre une verticale tandis que le rendement continue à diminuer.

Le fonctionnement en régime de cavitation s'accompagne d'une usure importante des parois de la zone où les bulles se referment. L'écrasement des cavités de vapeur s'accompagne de micro ondes de choc effectuant un martelage des parois intensif. Dans un tel cas le débit de la pompe serait défavorablement influencé et, lorsque la pression à l'entrée atteindrait la valeur de la tension de vapeur du liquide la pompe se désamorçait.

Si l'on veut que la pompe fonctionne en toute sécurité il faut donc que la pression absolue à l'ouïe d'aspiration se maintienne largement au dessus de la tension de vapeur du liquide.

Pour le pompage d'eau potable dont la température n'exède généralement pas  $20^{\circ}\text{C}$  la tension de vapeur est voisine de 0,20 m.

Pour des eaux plus chaudes la tension de vapeur peut atteindre plusieurs mètres (1,3 m à  $50^{\circ}\text{C}$  à l'altitude zéro).

Pratiquement les possibilités d'aspiration d'une pompe en fonction de ses caractéristiques et de ses conditions d'installation seront déterminées grâce à une grandeur fondamentale c'est le "NPSH"

# NOTION DE NPSH

NPSH est une grandeur qui caractérise les possibilités d'aspiration d'une pompe montée dans une installation quelconque (Net. positive suction head) qui veut dire : hauteur de charge nette absolue à l'aspiration

a) NPSH disponible "  $NPSH_{dis}$  "

Le  $NPSH_{dis}$  est, par définition la valeur de la pression absolue mesurée sur l'axe de la bride d'aspiration de la pompe diminuée de la tension de vapeur pour la température de l'eau, compte tenu des dispositions prises à l'aspiration (diamètre du conduit, présence du clapet, coude...)

b) NPSH requis "  $NPSH_{re}$  "

chaque constructeur possède, pour chaque type de pompe et pour une vitesse de rotation déterminée, une courbe donnant la valeur du  $NPSH_{re}$  en fonction du débit de la pompe considérée, afin que les conditions d'aspiration définies par l'utilisateur "  $NPSH_{dis}$  " soient toujours satisfaites par la pompe. Il faudra que le NPSH disponible soit toujours supérieur au NPSH requis

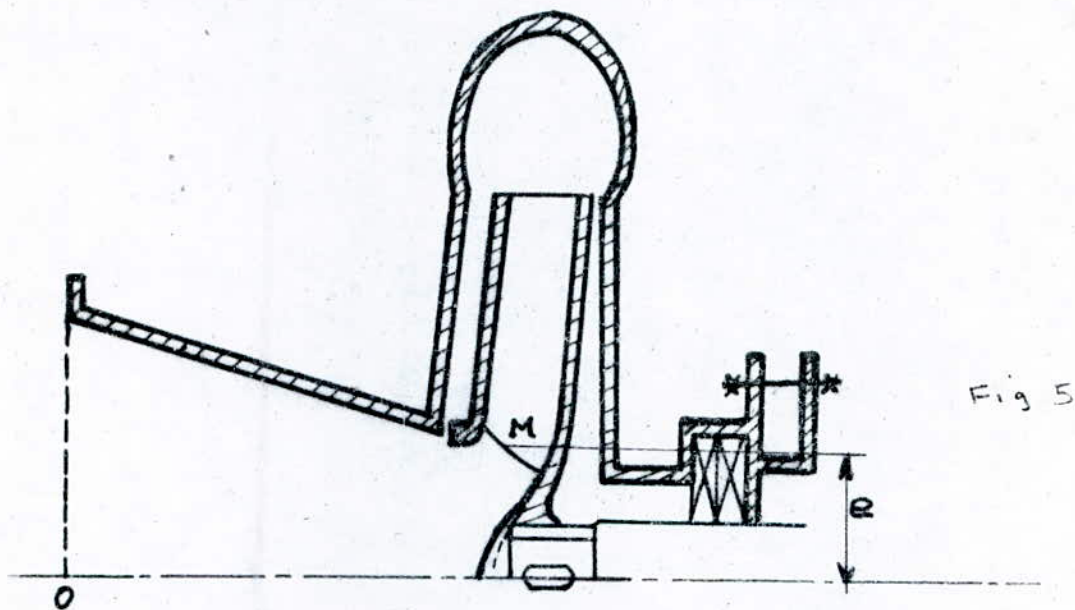
## Etude théorique de la charge nette à l'aspiration

Comme nous l'avons indiqué précédemment, la cavitation correspond à une vaporisation du fluide qui se manifeste par l'apparition de bulles d'air au sein du liquide ou contre les parois, ces bulles se forment dans les régions de basses pressions lorsque la pression locale dans le liquide baisse jusqu'à atteindre une valeur égale à la pression de saturation



(tension maximale de vapeur du liquide à la température donnée)

Soit le point M de la pompe (voir fig 5). le phénomène de cavitation en ce point se manifeste lorsque la pression minimale en M est inférieure à la tension de vapeur sinon il n'y a pas risque de cavitation



Appliquons la relation de Bernoulli entre le plan d'aspiration et le point M correspond d'un champ rotatif :

$$\frac{P_{\min}}{\rho g} - \left( \frac{w^2 - u^2}{2g} \right) + e = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g}$$

Or sur l'axe l'eau arrive sans prerotation alors on a :

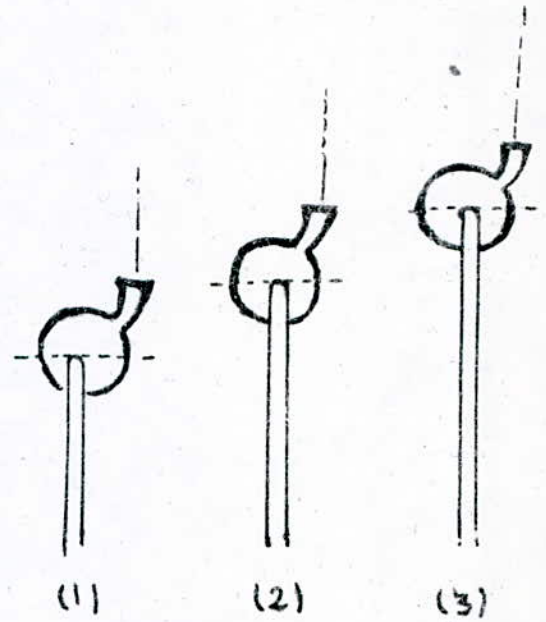
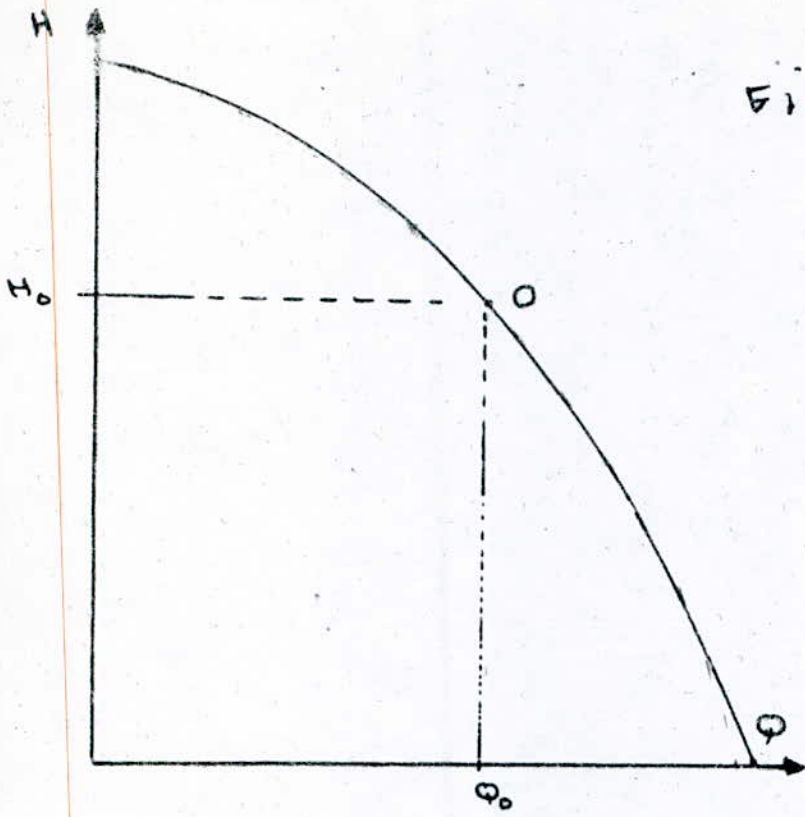
$$c_0 = w_0 \quad \text{et} \quad u_0 = 0$$

$$\Rightarrow \frac{P_{\min}}{\rho g} - \left( \frac{w^2 - u^2}{2g} \right) + e = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g}$$

supposons que la courbe caractéristique de notre pompe a l'allure ci après " voir fig 6 " alors pour la même hauteur de fonctionnement  $H_0$  (hauteur limite) nous pouvons installer la pompe des positions différentes

(1) . (2) (3)

Fig 6



Si on continue à augmenter la hauteur géométrique de l'aspiration de la pompe on atteindra la position critique, dans ce cas le débit, la hauteur de refoulement et la vitesse de rotation ne varient pas, mais la pression minimale au point M varie alors l'équation précédente devient :

$$\left( \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) \omega = \frac{P_s}{\rho g} + \left( \frac{w^L - u^L}{2g} \right)_{\max} + e$$

avec  $P_s$  : tension de vapeur saturante

soit  $\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^L}$  coefficient de pression

alors on peut écrire le terme  $\left( \frac{w^L - u^L}{2g} \right)_{\max}$  sous la forme suivante :

$$\left( \frac{w^L - u^L}{2g} \right)_{\max} = \frac{\left( \frac{w^L}{u^L} - \frac{u^L}{u^L} \right)_{\max} \cdot H}{\frac{2g \cdot H}{u^L}}$$

Rappelons que le paramètre de cavitation de Thoma  $\sigma = \frac{\left( \frac{w^L}{u^L} - \frac{u^L}{u^L} \right)_{\max}}{\psi}$

alors dans ce cas on a  $\left( \frac{w^L - u^L}{2g} \right)_{\max} = \sigma \cdot H$

$$\Rightarrow \left( \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) \omega = \frac{P_s}{\rho g} + \sigma H + e$$

posons que  $NPSH = \sigma H + e$

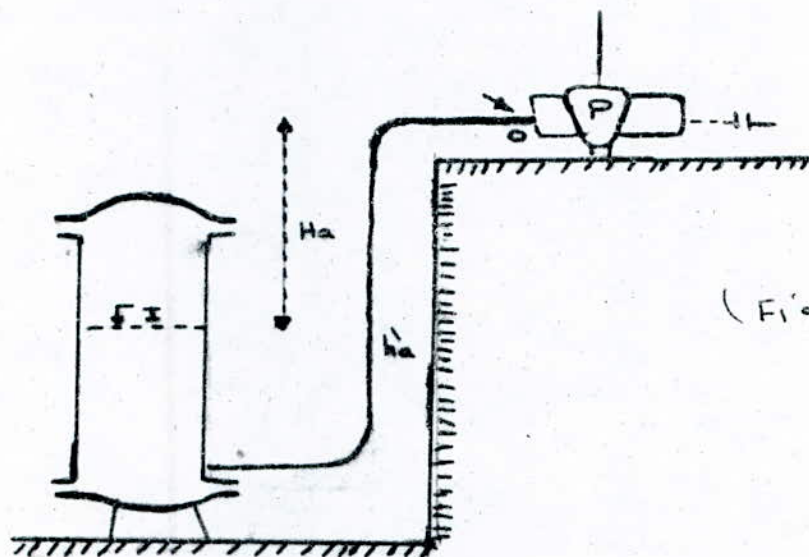


$$\Rightarrow \left( \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) u = NPSH + \frac{P_s}{\rho g}$$

alors la charge nette à l'aspiration  $NPSH = \left( \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) u - \frac{P_s}{\rho g}$

c'est la notion du NPSH requis qui caractérise la pompe.

Soit le dispositif ci dessous ( Fig. 6.a )



Appliquons l'équation de Bernoulli entre le point (I) niveau supérieur de l'eau dans le bassin d'aspiration et le point "0" l'entrée de la pompe

on prend comme référence l'axe de la pompe

à la limite de cavitation on peut écrire :

$$H_a + \frac{P_I}{\rho g} = \left[ \left( \frac{P_0}{\rho g} \right) + \left( \frac{C_0^2}{2g} \right) \right] u + h_a \Rightarrow$$

$$\frac{P_I}{\rho g} = \left[ \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right] u + H_a + h_a$$

dans cette dernière formule :

$h_a$  : le terme qui englobe tout les pertes de charges dans la conduite d'aspiration

en plus nous avons négligé la vitesse d'écoulement dans le bassin d'aspiration (I)

alors à partir de la formule :  $\left( \frac{P_0}{\rho g} + \frac{C_0^2}{2g} \right) u = NPSH_r + \frac{P_s}{\rho g}$

On peut écrire :  $\frac{P_I}{\rho g} = \frac{P_s}{\rho g} + NPSH_r + H_a + h_a$

d'où on tire la valeur de  $H_a$

$$H_a = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - NpSH_r - h'a$$

et alors  $NpSH_r = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - (H_a + h'a)$

le terme de droite  $\left[ \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - (H_a + h'a) \right]$  est connu sous le nom de NPSH disponible "NPSH<sub>d</sub>"

cad à la limite de cavitation on a :  $NpSH_r = NPSH_{d,c}$

or en general le terme  $P_2/\rho g$  est faible (pour l'eau potable à température  $t \leq 20^\circ C$ )  $P_2/\rho g \approx 0,24 \text{ m}$

alors  $NPSH_{d,c} = P_1/\rho g - H_a - h'a$

## Caracteristiques de cavitation

Pour une installation donnée, il est recommandé de tracer sur le même graphique les courbes de  $NPSH_{d,c}$  et  $NpSH_r$  en fonction du débit  $Q$

On a trouvé précédemment que  $NPSH_{d,c} = \frac{P_1}{\rho g} - (H_a + h'a) - \frac{P_2}{\rho g}$

par experience on a trouvé que  $\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \approx 10 \text{ m}$  pour les altitudes inférieures à 100 m et pour une eau ne dépassant pas  $20^\circ C$  (qui est le cas de notre installation)

donc on peut écrire que :  $NPSH_d = 10 - (H_a + h'a)$

or les pertes de charges ayant une variation de la forme :  $h'a = CQ^2$

cad on a :  $NPSH_d = A - BQ^2$

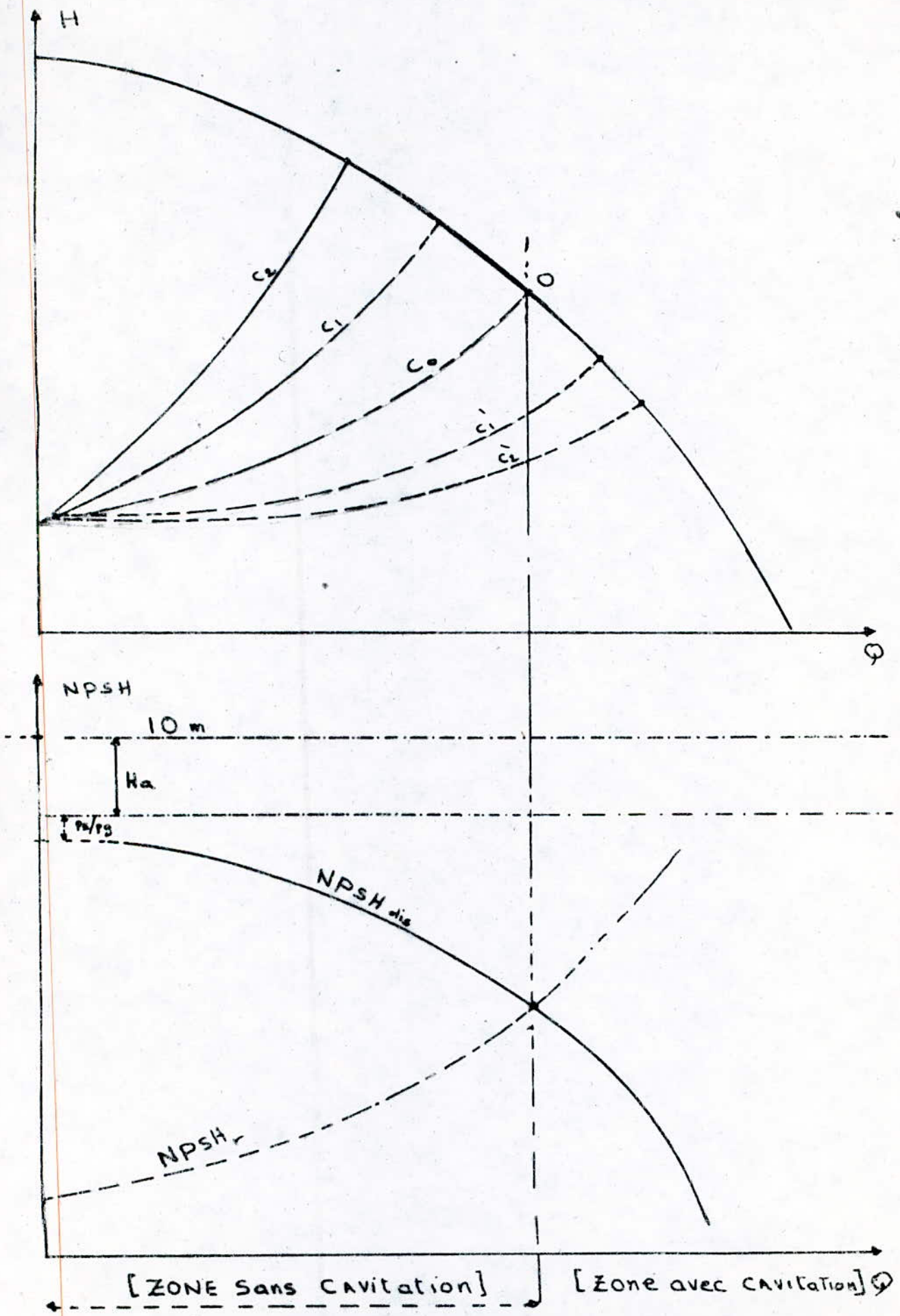
d'autre part la courbe caractéristique du  $NpSH_r$  qui est donnée par le constructeur ayant la forme suivante :  $NpSH_r = A' + B'Q^2$  ainsi on peut obtenir les deux courbes  $NPSH_r(Q)$  et  $NPSH_d(Q)$

Le point d'intersection de ces deux courbes nous donne le débit critique au delà duquel il ya risque de cavitation, d'autre part l'intersection



de la courbe caractéristique de la pompe  $H(\varphi)$  avec les différentes formes des courbes caractéristiques de la conduite d'aspiration  $H_c(\varphi)$  nous donne les divers points de fonctionnement Pfi (voir fig. ) donc à partir du débit critique "tiré de l'intersection des deux courbes  $N_{psH_r}(\varphi) = N_{psH_{dis}}(\varphi)$ " on mène une verticale sur les courbes  $H(\varphi)$  et  $H_c(\varphi)$ . L'intersection de cette verticale avec la courbe caractéristique de la pompe donne le point critique de fonctionnement tout fonctionnement à droite de ce point ou bien tout vannage qui provoque une augmentation du débit  $\varphi > \varphi_c$  risque de tomber dans la zone de cavitation. alors on doit garder, toujours

$$\varphi_f \ll \varphi_c$$





### 3. 5. Calcul des éléments du banc d'essai

a) réservoir de mesure

Pour des raisons techniques et économiques nous avons opté pour un réservoir cylindrique métallique soudé

Le volume de ce réservoir dépend d'une part du débit entrant et d'autre part du temps de mesure pour chaque essai

si on fixe le temps de mesure de l'essai correspondant au débit maximal  $Q_{max} = 1,3 \cdot Q_{op}$  à  $t = 30\text{ s}$

dans notre cas  $Q_{op} = 2,5 \text{ l/s}$

$\Rightarrow$  le débit maximal  $Q_{max} = 1,3 \cdot 2,5 = 3,25 \text{ l/s}$

sachant que le volume d'eau dans le réservoir est fonction du diamètre et la hauteur d'eau  $h$

soit  $D$  le diamètre du bassin de mesure

le volume du réservoir  $V = Q_{max} \cdot t = 3,25 \cdot 30\text{ s}$

$$V = 97,5 \text{ l}$$

d'autre part  $V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h$ . si on fixe au préalable une hauteur égale au diamètre  $D$ .

$$\Rightarrow V = \frac{\pi D^3}{4} \Rightarrow D^3 = \frac{4 \cdot V}{\pi} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{\pi}} = 49,89 \text{ cm}$$

soit alors  $D = 500 \text{ mm}$

On fixe alors par mesure de sécurité le niveau d'eau minimum

à  $200 \text{ mm}$  à partir du fond du réservoir et le niveau maximum à

$50 \text{ mm}$  à partir de la crête du réservoir alors

la hauteur totale est

$$h_t = 200 + 500 + 50 = 750 \text{ mm}$$

pour un meilleur fonctionnement sans risque de débordement on prévoit une hauteur supplémentaire  $h_s = 50 \text{ mm}$

$$\text{d'où } H = 750 + 50 = 800 \text{ mm.}$$

ce réservoir sera construit en tôle d'acier laminé d'épaisseur égale à 2 mm et sera doté des accessoires suivantes:

- un trop plein : sert essentiellement à évacuer l'eau dépassant le niveau maximum
- un robinet de vidange au fond du réservoir à partir d'une conduite de diamètre égal à 80 mm.
- tube piézométrique permettant de visualiser le niveau d'eau dans le réservoir

#### b) calcul du réservoir d'aspiration

ce réservoir sera constitué de plaques rectangulaire en acier soudées. On fixe la largeur de ce bassin à 0,8 m.

si l'on considère que la différence de charge admissible à l'aspiration n'influe pas sur les résultats expérimentaux et elle est

estimée à 0,15 m. d'autre part on suppose un volume d'eau aspirée supérieur à la capacité max du réservoir de refoulement

$$\text{soit alors } V_{as} = 120 (\text{l})$$

dans ce cas la longueur du réservoir sera déterminé

$$\text{à partir de la formule } L = \frac{V}{b \cdot \Delta h} = \frac{0,120}{0,15 \cdot 0,80}$$

$$\text{soit alors } L = 1 \text{ m.}$$

#### \* détermination de la hauteur du bac d'aspiration \*

on fixe la hauteur de l'axe de la pompe à 150 mm à partir du radier



pour éviter certains phénomènes liés au vortex on se fixe une hauteur supplémentaire de 250 mm

$$\Rightarrow H_{as\ min} = 150 + 250 = 400\ mm$$

pour éviter les débordements et assurer un fonctionnement normal on prévoit une hauteur de sécurité.

$$h_s = 300\ mm$$

Finalement la hauteur du bassin d'aspiration sera égale à

$$H_{as} = 400 + 300 = 700\ mm$$

c) tube piézométrique.

ce tube permet de visualiser le niveau d'eau dans le réservoir de refoulement à n'importe quel moment d'autre part il constitue un débitmètre extérieur

d) Calcul des manomètres

La mesure de la différence de pression entre le refoulement et l'aspiration sera assurée par des manomètres à air libre placés à l'entrée et à la sortie de chaque pompe

d'autre part le diaphragme sera muni d'un manomètre différentiel à mercure et l'autre pour les petites variations de pressions (manomètre à eau)

un choix technique et économique nous a poussé à opter sur un manomètre spécial ayant une branche normale qui se communique avec un autre récipient plein de mercure d'une section assez remarquable par rapport à celle de l'autre branche

alors à partir de l'équation de continuité on peut dire que le volume de mercure déplacé de la branche (1) va s'accumuler dans l'autre branche.

$$\text{cad } V_1 = V_2 \Leftrightarrow \frac{\pi d^2}{4} \cdot h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta H$$

or la section du récipient  $\gg$  par rapport à la section du tube de la branche (1)  $\Rightarrow \frac{\Delta H}{h} = \left(\frac{d}{D}\right)^2$

mais d'autre part  $\frac{\Delta H}{h}$  n'est que la variation de l'erreur relative si on veut que cette variation ne dépasse pas 5 %

alors avec un diamètre du tube de la branche de manomètre

$$d = 8 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta H}{h} = 5 \cdot 10^{-3} = \frac{8^2}{D^2} \Rightarrow D^2 = 8^2 \cdot 200 = 12800 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow D = \sqrt{12800} = 11,3 \text{ cm}$$

$$\text{soit alors } D = 115 \text{ mm}$$

on remarque que si on néglige la variation du mercure dans le récipient de cumule on ne comit qu'une erreur de 0,5 % ce qui constitue une bonne précision

déterminant maintenant la quantité de mercure à introduire dans ce manomètre pour qu'il puisse fonctionner normalement lors de nos essais provisoires nous avons mesuré une différence de niveau de mercure  $\Delta h_{\text{max}} = 1300 \text{ mm}$

$$\text{et autre minimum } \Delta h_{\text{min}} = 830 \text{ mm}$$

pour la valeur maximal si on prend une hauteur de mercure  $h_{\text{mer}} = 1350 \text{ mm}$  pour une branche de hauteur  $h_b = 1400 \text{ mm}$

alors le volume de mercure est de  $V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h_{\text{mer}}$



$$\text{alors } V_{\text{mer}} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,8 \cdot 135 = 67,86 \text{ cm}^3$$

pour des raisons de sécurité on a besoin d'un volume

$$V = 70 \text{ cm}^3$$

### e). Conduite de vidange

une telle conduite assure le vidange du bassin de refoulement dans celui de l'aspiration, elle est muni d'un robinet qu'on le ferme après chaque vidange.

soit alors une conduite de diamètre  $D = 80 \text{ mm}$

et de longueur  $L = 500 \text{ mm}$

supposons que le coefficient de pertes de charges singulières créées par la vanne "V" est  $\xi$  varie entre deux limites suivant l'état de la vanne "ouverte ( $\xi_{\text{min}}$ ) - fermée ( $\xi_{\text{max}}$ )"

le temps de vidange du cylindre de refoulement peut être déduit de l'expression du débit écoulé à travers un ajutage

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}$$

or pour n'importe quel moment du vidange on peut écrire que

$$Q \cdot dt = -dH \cdot S \Rightarrow dt = \frac{-S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \frac{dH}{\sqrt{H}}$$

$$\Rightarrow \int_0^T dt = - \int_H^0 \frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \frac{dH}{\sqrt{H}}$$

pour cette dernière expression on a:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_i}} \quad : \text{coefficient du débit d'ajutage.}$$

$\sum \xi_i$  : la somme des coefficient de pertes de charges

$\xi_1$ : coefficient de pertes de charges lineaires

$\xi_2$ : coefficient de pertes de charges singulieres

determination du coefficient  $\xi_1 = \lambda \frac{L}{D}$

on suppose  $\lambda = 0,02$ . "cas de courte conduite et petite installation" -  $L = 500 \text{ mm}$  et  $D = 80 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \xi_1 = 0,02 \cdot \frac{500}{80} = 0,125$$

d'autre part le manœuvre rapide du vanne provoque une perte

de charge singuliere  $\xi_V = \frac{\xi_{max} + \xi_{min}}{2}$

$$\text{soit } \xi_V = 2,5 \Rightarrow \mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_V}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 2,5 + 0,125}} = 0,53$$

pour  $H = 0,7 \text{ m}$  on a

$$T = A \int_0^H \frac{dH}{\sqrt{H}} = \alpha \cdot \sqrt{H} \quad \text{avec } \alpha = \frac{1}{\mu} \frac{S_0}{S_1} \sqrt{2g}$$

$$H = 0,7 \text{ m.}$$

$$T = \frac{1}{0,53} \cdot \frac{0,500^2}{0,080^2} \sqrt{0,7} = 73,7 \cdot \sqrt{0,7}$$

$$T \approx 1 \text{ min}$$



### 3-6. Calcul du diaphragme.

Les différentes dimensions d'un diaphragme sont regroupées dans des tableaux spéciaux. On peut les tirer à partir de la norme ISO 5167-1980

(Measurement of fluid flow by means of orifices plates, nozzles and venturè tube inserted in circular cross-section conduits running full)

Cette norme stipule le respect complet et strict des relations suivantes :

$$4 \text{ mm} \ll \Phi_j \ll 10 \text{ mm}$$
$$\left\{ \begin{array}{l} 0.01 D \ll a \ll 0.02 D \\ 1 \text{ mm} \ll a \ll 10 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$0.005 \cdot D \ll e \ll 0.02 \cdot D$$

$$E \ll 0.05 D$$

$$30^\circ \ll \theta \ll 45^\circ$$

$$d \geq 12.5 \text{ mm}$$

$$0.8 \geq \beta \geq 0.23 \quad \text{avec } \beta = d/D$$

On doit aussi tenir compte des relations suivantes :

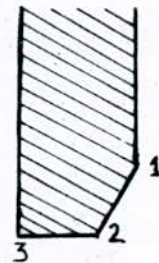
$$\frac{F-D}{D} \cdot \frac{C}{D} \cdot 100 \ll \frac{0.1}{0.1 + 2.3\beta^4}$$

$$C \ll 0.5 D$$

$$D \ll b \ll 1.04 D$$

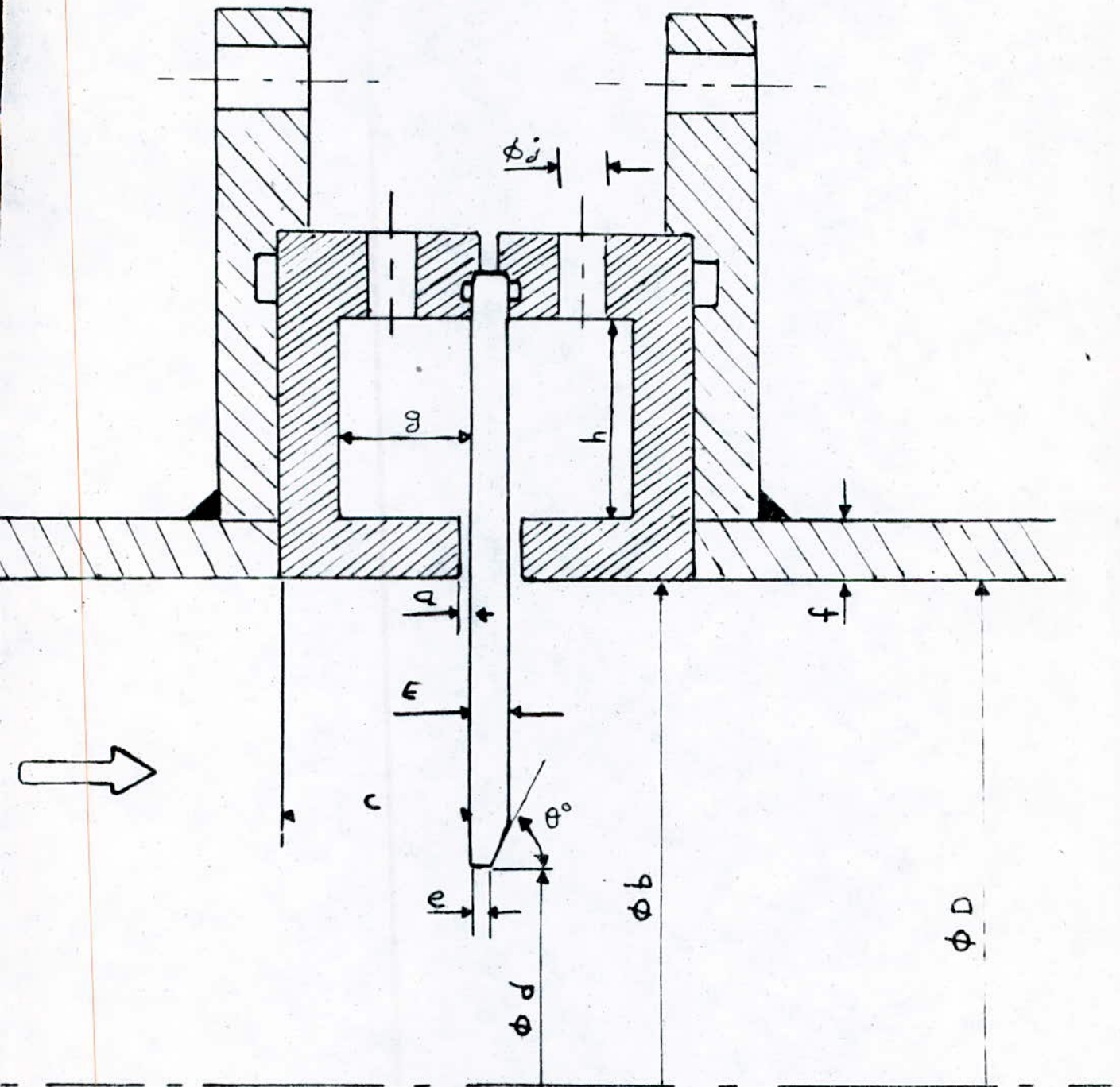
$$F \geq 2a$$

$$gh \geq \frac{\pi \cdot b \cdot a}{2}$$



Il est recommandé d'avoir des arêtes vives dans les points 1, 2, 3 du diaphragme

# DIAPHRAGME



Fig



## Regimes d'utilisation

Le rapport des diamètres  $\beta$  depend du regime d'utilisation ,

donc du nombre de Reynolds  $Re = \frac{C_s \cdot D}{\nu}$

Le tableau suivant donne les valeurs de  $\beta$  en fonction du nombre de Reynolds  $Re$  :

$\beta$	$Re$
0.23 - 0.45	5000 - $10^4$
0.45 - 0.77	10000 - $10^4$
0.77 - 0.80	20000 - $10^4$

d'autre part le rapport des diametres " $\beta = d/d$ " depend aussi de la rugosite relative admissible ( $k/D$ ) dans la conduite amont sur une longueur  $L = 10 \cdot D$

$\beta$	$\leq 0.30$	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80
$k/D \cdot 10^4$	25	18.1	12.9	10.0	8.3	7.1	5.6	4.9	4.2	4.0	3.9

si toutes les conditions citées ci après sont strictement respectées dans la réalisation du diaphragme, alors le coefficient de débit  $C$  est donné par la relation suivante :

$$C = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.1840 \beta^8 + 0.0029 \beta^{2.5} \left( \frac{10^6}{Re} \right)^{0.75}$$

et donc la perte de charge provoquée par ce diaphragme est

$$\text{donnée par : } \Delta p \equiv \frac{1 - C \cdot E \cdot \beta^2}{1 + C \cdot E \cdot \beta^2} \cdot (P_2 - P_1)$$

Remarque ::

pour le calcul du débit  $Q$  et les pertes de charges par d'autres moyens des systèmes déprimogènes, on applique la même formule, mais avec un coefficient de débit spécifique à chaque système

\* tuyère: " à entrée arrondie "

$$C = 0.9965 - 0.00653 \beta^{0.5} \left( \frac{10^6}{Re} \right)^{0.5}$$

$$\text{ou bien } C = 0.9965 - 0.0053 \left( \frac{10^6}{Re} \right)^{0.5}$$

\* Venturi tuyère

$$C = 0.9858 - 0.196 \beta^{4.5}$$

\* "venturi à entrée conique"

$$C = 0.984 \quad (\text{Fonte ou tôle soudée})$$

$$C = 0.995 \quad (\text{surface intérieure usinée})$$

En fait  $\beta$  dépend du débit  $Q$ , de la différence de pression  $\Delta p = P_2 - P_1$ , du diamètre et de la densité du liquide dans le diaphragme



## Calcul du diaphragme par la méthode graphique

Procédé de calcul

La méthode classique permettant la détermination du coefficient  $\beta$  se base sur la détermination analytique de la valeur du produit  $C \cdot E \cdot \beta^2$ .

$$C \cdot E \cdot \beta^2 = \frac{Q_{\max}}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}}$$

dans cette formule on a :

$C$  : est le coefficient de débit ( $\mu$ )

$E$  : est le coefficient de la vitesse d'approche

donc à partir de la courbe  $C \cdot E \cdot \beta^2 = f(\beta)$  on peut déterminer graphiquement la valeur de  $\beta$

pour calculer les pertes de charges créées par la présence du diaphragme on utilise la formule générale suivante :

$$\Delta p' = \frac{1 - C \cdot E \cdot \beta^2}{1 + C \cdot E \cdot \beta^2} (P_2 - P_1)$$

$Re$  = le nombre de Reynolds , estimé à  $10^5$

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

Le procédé de calcul consiste à donner à la variable  $\beta$  des valeurs comprises entre 0 et 1 , pour chaque valeur de  $\beta$  on calcule les valeurs de  $E$  ,  $C$  , et  $C \cdot E \cdot \beta^2$ .

on range ces résultats dans un tableau qui nous aide à tracer la fonction  $C \cdot E \cdot \beta^2 = f(\beta)$

à partir d'une différence de pression connue au préalable  $\Delta P$

$\Delta P = P_2 - P_1$  on peut calculer les pertes de charges ( $\Delta p'$ )

Tableau de variation  $CE\beta^2 = f(\beta)$

$\beta$	E	C	$CE\beta^2$
0.1	1.0000	0.5962	0.006
0.2	1.0008	0.5966	0.024
0.3	1.0040	0.5991	0.054
0.4	1.0131	0.6000	0.098
0.5	1.0328	0.6043	0.156
0.6	1.0719	0.6080	0.235
0.7	1.1472	0.6068	0.341
0.8	1.3010	0.5938	0.494

Dans ce tableau on a :

$\beta$  : rapport des diametres

E : coefficient du vitesse d'approche

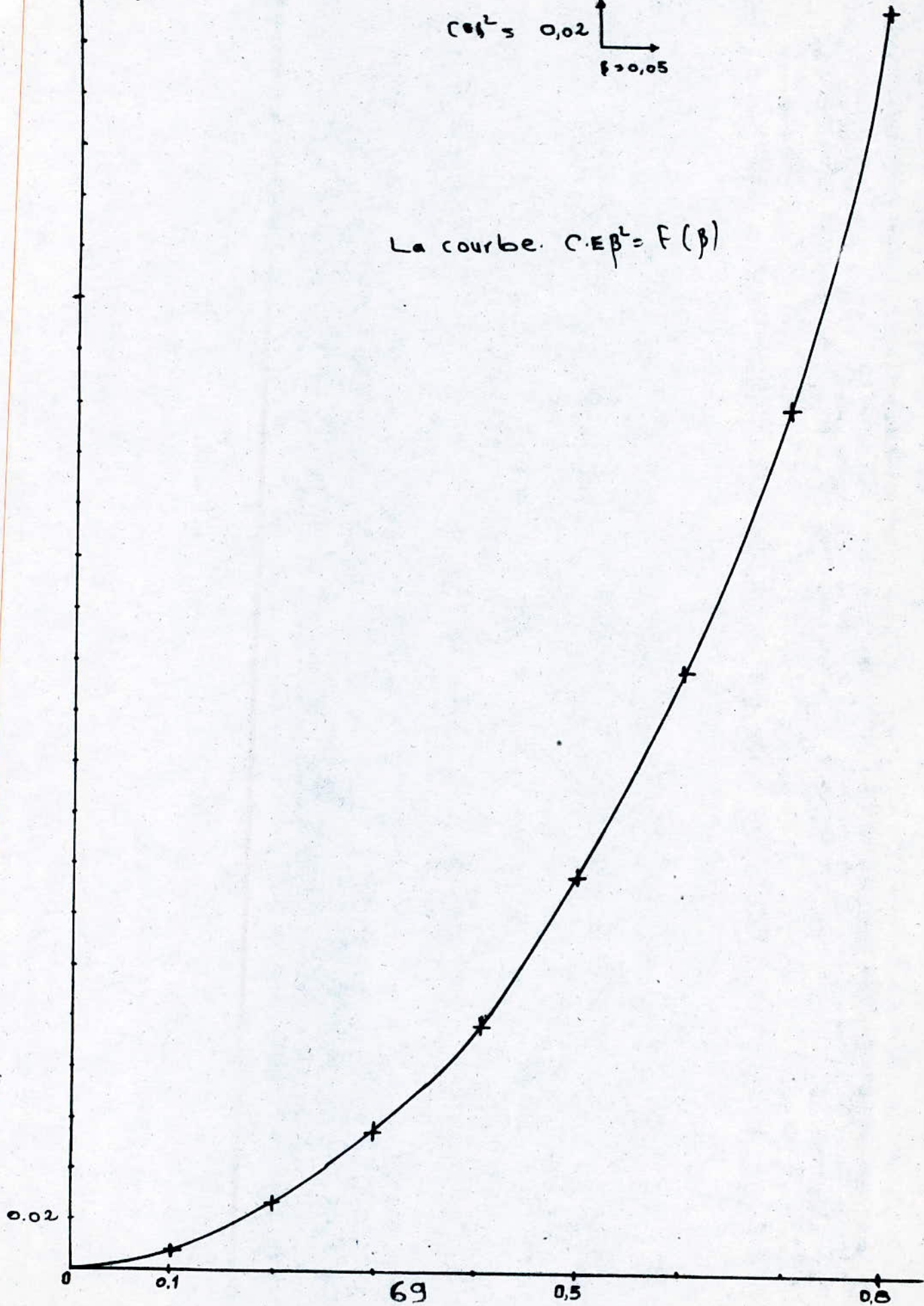
C : coefficient du debit



$C.E.\beta^2$

$C.E.\beta^2 = 0,02$   
 $\beta = 0,05$

La courbe.  $C.E.\beta^2 = F(\beta)$



Supposons une différence de pression  $\Delta p = 0,7$  bar

alors on calcule  $C \cdot E \cdot \beta^2 = cte = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}}$

Pour  $Q_{max} = 3,25$  l/s

$$D = 50 \text{ mm}$$

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

$$\text{on tire } C E \beta^2 = 0,140$$

à partir de la courbe:  $C E \beta^2 = f(\beta)$  on trace une droite horizontale ( $C E \beta^2 = 0,140$ ), cette droite coupe la courbe précédente dans un point  $P$ , on projette ce point sur l'axe des  $\beta$  on tire alors  $\beta = 0,45$

en fin la perte de charge provoquée par le diaphragme pour la différence de pression imposée au préalable est  $\Delta p' = 5,38$  m.

Req:

si on impose  $\Delta p = 61803$  pa on trouve une perte de charge

$$\Delta p' = 4,58 \text{ m} \quad (\beta = 0,5125)$$

pour avoir des dimensions bien normalisées

on prend  $\beta = 0,5$



# Calcul du diaphragme par la méthode analytique

La méthode se base sur la détermination du terme  $\beta = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \cdot C.E}}$

## Procédé de calcul

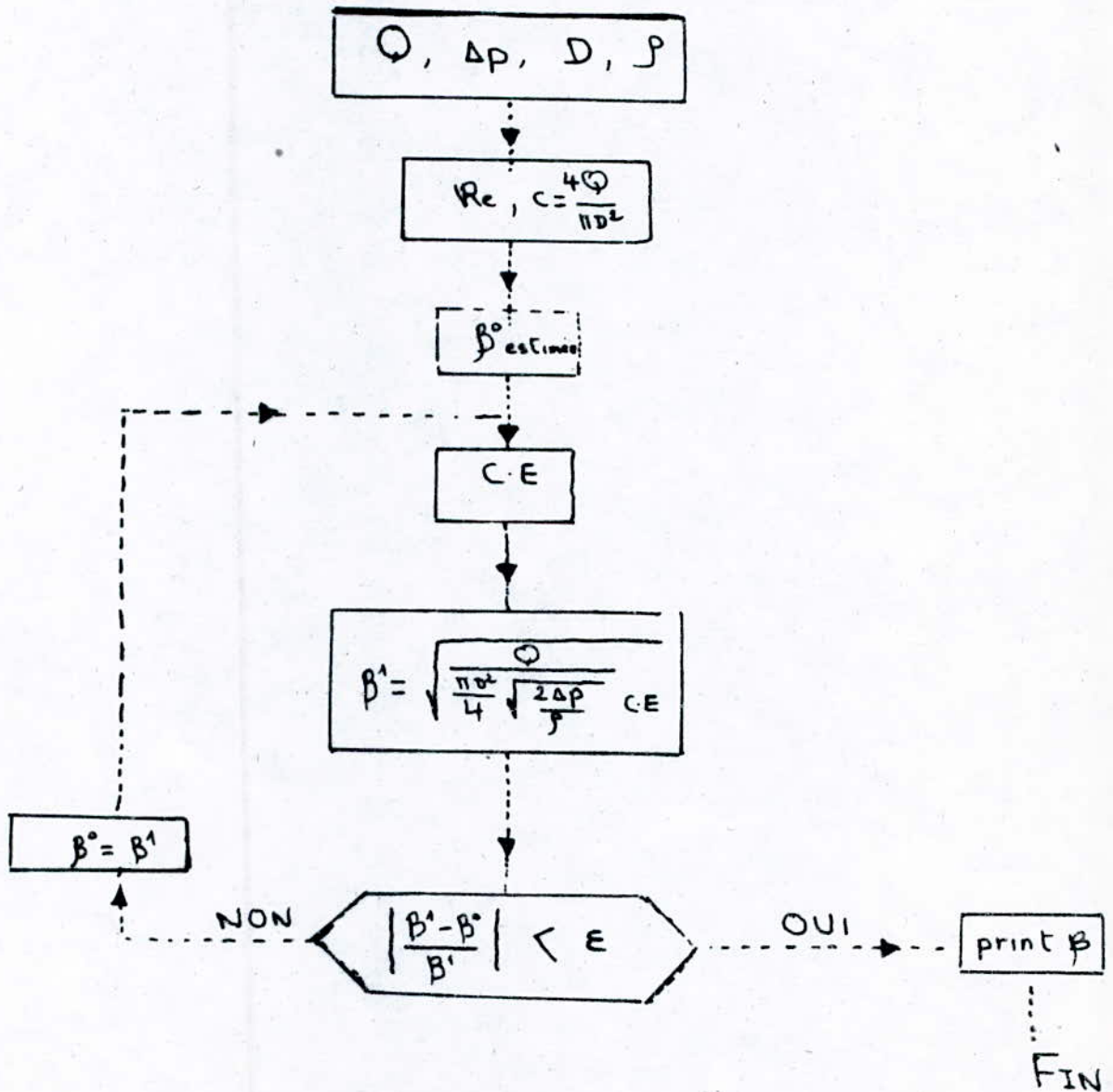
- sachant  $Q_{max}$ . on calcule la vitesse d'écoulement  $c_0 = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi D^2}{4}}$
- à partir de  $c_0$  ainsi calculée on détermine le nombre de Reynolds  
 $Re = \frac{c_0 \cdot D}{\nu}$
- or.  $c = C(Re, \beta)$  et  $E = E(\beta)$  on peut fixer une certaine constante C.E.
- On donne une estimation initial à  $\beta = \beta^0$
- A partir de la constante C.E on détermine analytiquement la première approximation de  $\beta$ ,  
 $\beta^1 = \sqrt{\frac{Q_{max}}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \cdot C.E}}$
- connaissant la valeur estimée au départ de  $\beta^0$ , et suivant la précision de calcul  $\epsilon$  on fait le test  $\left| \frac{\beta^1 - \beta^0}{\beta^1} \right| \ll \epsilon$
- si le test est vérifié on arrête le calcul  
sinon on fait  $\beta^0 = \beta^1$  et on continue le procédé de calcul
- \* Req: Parfois on est obligé de connaître la valeur la plus exacte du nombre de Reynolds "Re" pour cela on donne une première estimation soit  $Re^0$
- $Re^0 = 10^5$
- Avec cette valeur de  $Re$  on détermine  $c = C(\beta, Re)$
- alors on peut déterminer la valeur du débit  $Q^0 = C.E. \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$
- avec cette valeur du débit on calcule le nouveau nombre de Reynolds  $Re^1$

à partir d'une certaine précision "ε" on fait le test

$$\left| \frac{R_e^1 - R_e^0}{R_e^1} \right| < \epsilon$$

• si le teste est verifie on arret le procede de calcul, sinon on prend comme valeur initiale  $R_e = R_e^1$  et on continue

En fin l'algorithme de calcul sera comme suit





## Recapitulation

à partir des calculs qu'on a effectués on note les divers dimensions du diaphragme ainsi calculées:

$$\Phi_j = 4 \text{ mm} \quad - \quad e = 1 \text{ mm} \quad \alpha = 30^\circ$$

$$a = 1 \text{ mm} \quad - \quad E = 1 \text{ mm} \quad d = 25 \text{ mm}$$

$$F = 2 \text{ mm} \quad - \quad D = b = 50 \text{ mm} \quad gh = 80 \text{ mm}^2$$

$$g = 10 \text{ mm} \quad - \quad h = 80 \text{ mm}.$$

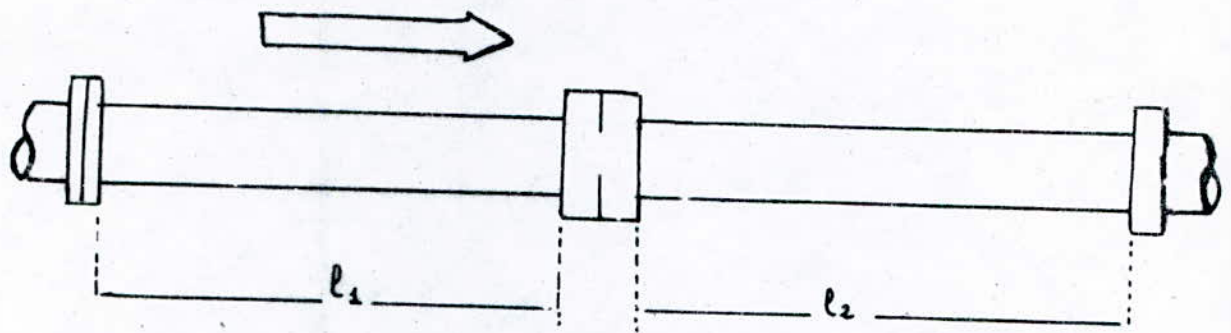
— Mise en place d'1 diaphragme. —

pour éviter toute perturbation provoquées par les accessoires voisins on doit placer le diaphragme à des distances admissibles par rapport aux accessoires plus proches

Soit alors  $l_1$  et  $l_2$  respectivement les longueurs des conduites en amont et en aval du diaphragme et qui ne comptent aucun accessoire

le tableau (1) donne les différentes valeurs de  $l_1$  et  $l_2$  en fonction du rapport des diamètres  $\beta$

le tableau (2) est utilisé pour les petites installations (notre cas)



$B$	$l_1/D$	$l_2/D$
0.20	34	4
0.25	34	4
0.30	34	5
0.35	36	5
0.40	36	6
0.45	38	6
0.50	40	6
0.55	44	6
0.60	48	7
0.65	54	7
0.70	62	7
0.75	70	8
0.80	80	8

T I



B	$l_1/D$	$l_2/D$
0.20	17	2
0.25	17	2
0.30	17	2.5
0.35	18	2.5
0.40	18	3
0.45	19	3
0.50	20	3
0.55	22	3
0.60	24	3.5
0.65	27	3.5
0.70	31	3.5
0.75	35	4
0.80	40	4

T 2

Erreur du coefficient du debit

B	$\frac{\delta c}{c}$
$0.23 \ll B \ll 0.60$	0.6 %
$0.60 \ll B \ll 0.80$	B %

3-7

## Calcul du circuit de mesure

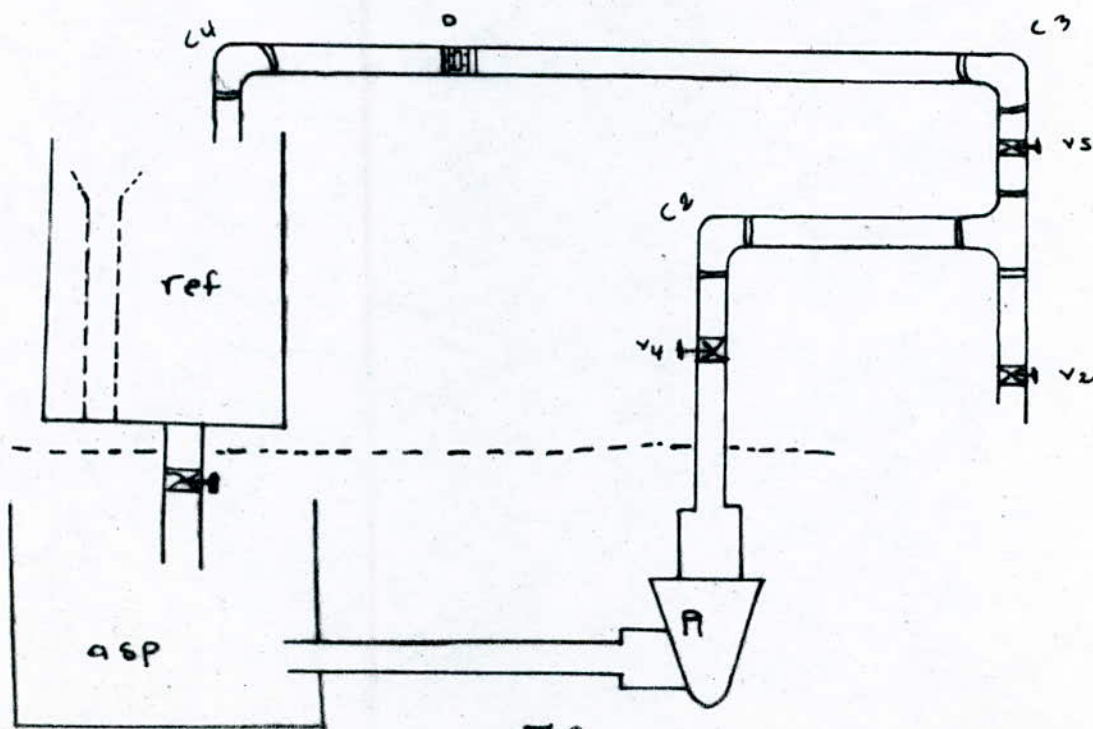
Nous avons trouvé dans la partie précédente de notre exposé que le phénomène de cavitation peut se produire si on a pas respecté les conditions de fonctionnement

alors si le débit critique est atteint ou dépassé il va se produire ce phénomène au niveau de la roue de la pompe, d'autre part vu la différence de pression importante qui se produit au niveau du diaphragme risque de créer le problème. Pour mieux comprendre les choses et éviter à l'avant ce phénomène on doit tracer la ligne piézométrique le long du circuit de mesure et comparer les pressions minimales dans chaque point avec la tension de vapeur  $P_s = 2400 \text{ Pa}$

Pour tracer la ligne piézométrique on est obligé à déterminer les pertes de charges le long du circuit de mesure occasionnées par les différents éléments constitutifs

### Estimation des pertes de charges

a) conduite d'aspiration de la pompe pi seule





a) pertes de charges singulières

la formule générale des pertes de charges singulières est:

$$\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g}$$

1) à l'entrée de la conduite éloignée de la paroi

à partir du "Memento des pertes de charges d'IDEL'CIK"

on peut estimer le coefficient des pertes de charges singulières [en

"on trouve dans le page N° 89. chap III Diag 3.1"

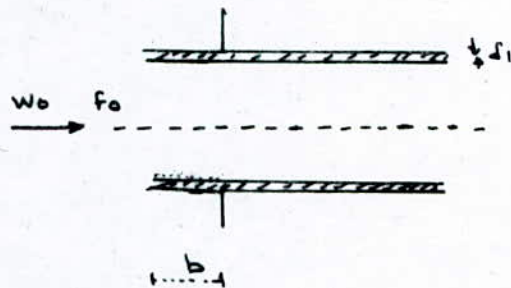
dans notre cas on a:

$$b/D_H > 0.5$$

$$\text{car } D_H = 4F_0/Z_0$$

ou:  $F_0$  est la section mouillée

$Z_0$ : périmètre mouillé



$$D_H: \text{rayon hydraulique} = \frac{4 \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = D$$

si on prend la rentrée de la conduite  $b \gg D/2 > 0.5$

dans ce cas pour un diamètre de la conduite  $D = 40 \text{ mm}$

$$D_H = 40 \text{ mm} \text{ et } b = 22 \text{ mm}$$

on trouve  $\xi = f(\delta_1/\Delta h)$  alors pour une rugosité  $\delta_1 = 4 \text{ mm}$

$$\xi_1/D_H = 4/40 = 0.1$$

on tire directement du diaphragme  $\xi_{en} = 0.5$

$$\Delta h_{en} = \xi_{en} \frac{V^2}{2g} = \xi \frac{(\Phi/A)^2}{2g} = \frac{\xi}{2g} \left[ \frac{4\Phi}{\pi D^2} \right]^2$$

$$\Delta h_{en} = \xi \cdot \frac{16}{2g \pi^2} \cdot \frac{\Phi^2}{D^4} = 0.341 \cdot \xi = 0.17 \text{ m}$$

2) pertes de charges singulières provoquée par l'élargissement à la sortie des pompes.

$$\xi_{el} = \xi_{el} \cdot v^2 / 2g.$$

à partir du diaphragme d'Idel'cik page 122 CHAP IV

diag 4.1

On suppose que la repartition des vitesses est uniforme (sans diffuseurs)

$$\xi_{el} = (1 - F_2/F_1)^2 \quad \text{or} \quad F_2/F_1 = (d/D)^2 = \left(\frac{40}{50}\right)^2 = 0.64.$$

donc à partir du diaphragme on tire  $\xi_{el} = 0.13$

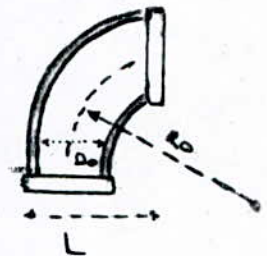
$$\Delta H_{el} = 0.341 \cdot \xi_{el} = 0.341 \cdot 0.13 = 0.044 \text{ m}$$

3) pertes de charges provoquées par les coudes

à partir de memento des pertes de charges "IDEL'CIK" ... (Coudes)

le 5<sup>e</sup> type qui a les caractéristiques suivante

$$\begin{cases} \delta = 90^\circ \\ r/D_0 = [2 - 2.13] \end{cases}$$



alors on tire d'après le diagramme 6.4

chap VI :

$$L = 25 \text{ mm} \quad \text{e} \quad \xi_c = 0.53$$

$$\text{alors on tire que } \Delta H_c = \xi_c \cdot v^2 / 2g = 0.341 \cdot \xi_c = 0.181 \text{ m}$$

dans le cas où seule la pompe (1) fonctionne on a 3 coudes

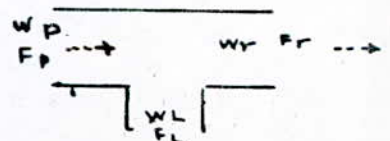
donc les pertes globales des 3 coudes sont estimées à :

$$\Delta H_c = 3 \cdot 0.181 = 0.543$$

4) pertes provoquées par la présence des jonction en "T"

On se refere au diametre 7.25. du memento des pertes de charges

page 268.





pour  $F_L/F_P = 1$  c'est le cas de notre installation

$$D_L = D_P = 0.5 \text{ m.}$$

$$S_{PR} = 0.7 \quad \text{et} \quad S_{PL} = 2.3$$

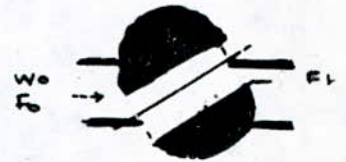
dans ce cas de fonctionnement on a

$$\begin{aligned} \Delta H &= \Delta H_r + \Delta H_{PL} = (S_{PL} + S_{PR}) V^2 / 2g \\ &= 3.0341 = 1.023 \text{ m} \end{aligned}$$

5) pertes de charges provoquées par les vannes

dans le cas le plus défavorable on prend  $S = 0.5$

la vanne ci après choisie à partir du diaphragme des vannes, "d'IDEL'CIK"



elle possède un coefficient de pertes de charge  $S = 0.05$

alors pour les deux vannes  $V_4$  et  $V_5$ , on estime les pertes de

$$\Delta H_V = \sum V^2 / 2g = [0.5 + 0.05] 0.341 = 0.341 \text{ m.}$$

on peut conclure que les pertes de charges singulières totales:

$$\Delta H_{ST I} = \Delta H_{en} + \Delta H_{el} + \Delta H_c + \Delta H_T + \Delta H_V = 2.09 \text{ m}$$

1 Estimation des pertes de charges

propres à la 2<sup>e</sup> pompe

pour estimer les différentes pertes de charges singulières pendant le fonctionnement de la pompe (2) seule on utilise les mêmes diagrammes à partir de lesquels on a calculé les divers  $S_i$  pour la pompe (1)

\* entrée de la conduite :

$$\Delta H_{en} = 0.17 \text{ m}$$

- \* élargissement de la conduite.  $\Delta H_{el} = 0.044 \text{ m}$
- \* branchement en "T"  $\Delta H_T = 1.023 \text{ m}$
- \* coudes "2 coudes"  $\Delta H_c = 2 \cdot 0.181 = 0.362 \text{ m}$
- \* vannes "3 vannes"  $\Delta H_v = 3 \cdot 0.5 \cdot 0.341 = 0.51 \text{ m}$

finale ment on peut estimer à  $\Delta H_{25T} =$

$$\Delta H_{25T} = \Delta H_{en} + \Delta H_{el} + \Delta H_T + \Delta H_c + \Delta H_v = 2,11 \text{ m.}$$

## Pertes de charges linéaires

dans notre cas on a des parois lisses et des conduites courtes

si on suppose que  $Re = 10^5$

car le nombre de Reynolds corres pondant au débit maximal est

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D \cdot \nu} = \frac{4Q}{\pi \cdot D \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 3,25 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 0.83 \cdot 10^5.$$

alors pour une rugosité négligeable "paroi lisse"

on peut appliquer la formule de Blasius pour déterminer  $\lambda$

$$\lambda = 0.3164 / Re^{0.25} \Rightarrow \lambda = 0.019 \text{ alors pour des raisons}$$

de sécurité on prend  $\lambda = 0.02$

alors pour n'importe quelle longueur et diamètre

$$\begin{aligned} \Delta H_L &= \lambda \cdot \frac{V^4}{2g} \cdot \frac{L}{D} = 0.02 \cdot \frac{[\frac{4Q}{\pi D}]^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} \\ &= 0.0028 \frac{L}{D} \end{aligned}$$

Pertes de charges linéaires propre à la pompe (1)

\* pdc entre le bassin d'aspiration et la pompe (1)  $L = 0,85 \text{ m}$ ,  $D = 40 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \Delta H_1 = 0.0028 \cdot \frac{850}{40} = 0.06 \text{ m.}$$

\* pdc entre la pompe et  $\frac{1}{2}$ :  $L = 40 \text{ cm}$   $D = 50 \text{ mm}$ .

$$\Rightarrow \Delta H_2 = 0.0028 \cdot \frac{400}{40} = 0.028 \text{ m.}$$



\* pdc entre  $T_2$  et  $V_4$ :  $L = 20 \text{ cm}$   $D = 40 \text{ mm}$

$$\Delta H_3 = 0.0028 \cdot \frac{200}{40} = 0.014 \text{ m}$$

\* pdc entre  $V_4$  et le coude  $C_2$ :  $L = 350 \text{ mm}$   $D = 40 \text{ mm}$

$$\Delta H_4 = 0.0028 \cdot \frac{350}{40} = 0.025 \text{ m}$$

\* pdc entre  $C_2$  et  $T_3$ :  $L = 175 \text{ mm}$  et  $D = 40 \text{ mm}$

$$\Delta H_5 = 0.0028 \cdot \frac{175}{40} = 0.013 \text{ m}$$

\* pdc entre  $T_3$  et  $V_5$ :  $L = 425 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H_6 = 0.0028 \cdot \frac{425}{50} = 0.024 \text{ m}$$

\* pdc entre  $V_5$  et  $C_3$ :  $L = 275 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H_7 = 0.0028 \cdot \frac{275}{50} = 0.015 \text{ m}$$

\* pdc entre  $C_3$  et le diaphragme:  $L = 1000 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H_8 = 0.0028 \cdot \frac{1000}{50} = 0.056 \text{ m}$$

\* pdc entre le diaphragme et  $C_4$ :  $L = 325 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H_9 = 0.0028 \cdot \frac{325}{50} = 0.018 \text{ m}$$

pertes de charges lineaire propres à la pompe (2)

\* pdc entre le bassin et la vanne (1)  $L = 300 \text{ mm}$   $D = 40 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \Delta H'_1 = 0.0028 \cdot \frac{300}{40} = 0.021 \text{ m}$$

\* pdc entre la vanne (1) et  $T_1$   $L = 300 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H'_2 = 0.0028 \cdot \frac{300}{50} = 0.017 \text{ m}$$

\* pdc entre  $T_1$  et la pompe (2)  $L = 400 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H'_3 = 0.0028 \cdot \frac{400}{50} = 0.023 \text{ m}$$

\* pdc entre la pompe (2) et la vanne (2)  $L = 225 \text{ mm}$   $D = 50 \text{ mm}$

$$\Delta H'_4 = 0.0028 \cdot \frac{225}{50} = 0.013 \text{ m}$$

\* pdc entre lavanne (2) et  $t_3$ .  $L = 750 \text{ mm}$   $D = 50$

$$\Delta H'_5 = 0.0028 \cdot \frac{750}{50} = 0,020$$

$$* \Delta H'_6 = 0,024 \text{ m}$$

$$* \Delta H'_7 = 0,015 \text{ m}$$

$$* \Delta H'_8 = 0,056 \text{ m}$$

$$* \Delta H_9 = 0,018 \text{ m}$$

### Tracé de la ligne piézométrique

Suivant le niveau d'eau dans le bac d'aspiration. l'origine de la ligne piézométrique est variable car ce niveau dépend du régime de fonctionnement de la pompe. alors nous prendrons le niveau minimum comme référence qui est le cas le plus favorable au cavitation

D'après le calcul du diaphragme qu'on a effectué dans le chapitre 3.5 précédant nous avons imposé une différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme égale à 0,7 bar

d'autre part nous avons trouvé que les pertes de charges provoquées par ce dernier sont de l'ordre de  $\Delta p' = 5.2 \text{ m}$ . Nous allons essayer

de vérifier la possibilité de la mesure de la cavitation concernant le débit optimum  $Q_{op} = 2.5 \text{ l/s}$ .

pour cette vérification on est obligé de connaître la valeur de NPSHr " charge nette requis pour ce même débit optimum

à partir des abaques et catalogues nous nous avons trouvé que pour la même pompe on a un charge requis  $NPSH_r = 3 \text{ m}$

or la condition fondamentale pour assurer une fonction sans risque de cavitation est :

$$NPSH_r = NPSH_d$$

$$\text{avec } NPSH_d = \frac{p_0}{\rho g} - H_a - h'_a - \frac{p_s}{\rho g}$$



$$\Delta P' / \rho g = \frac{\Delta P}{\rho g} - 0.024 \left[ \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \right]$$

après simplification et application numérique

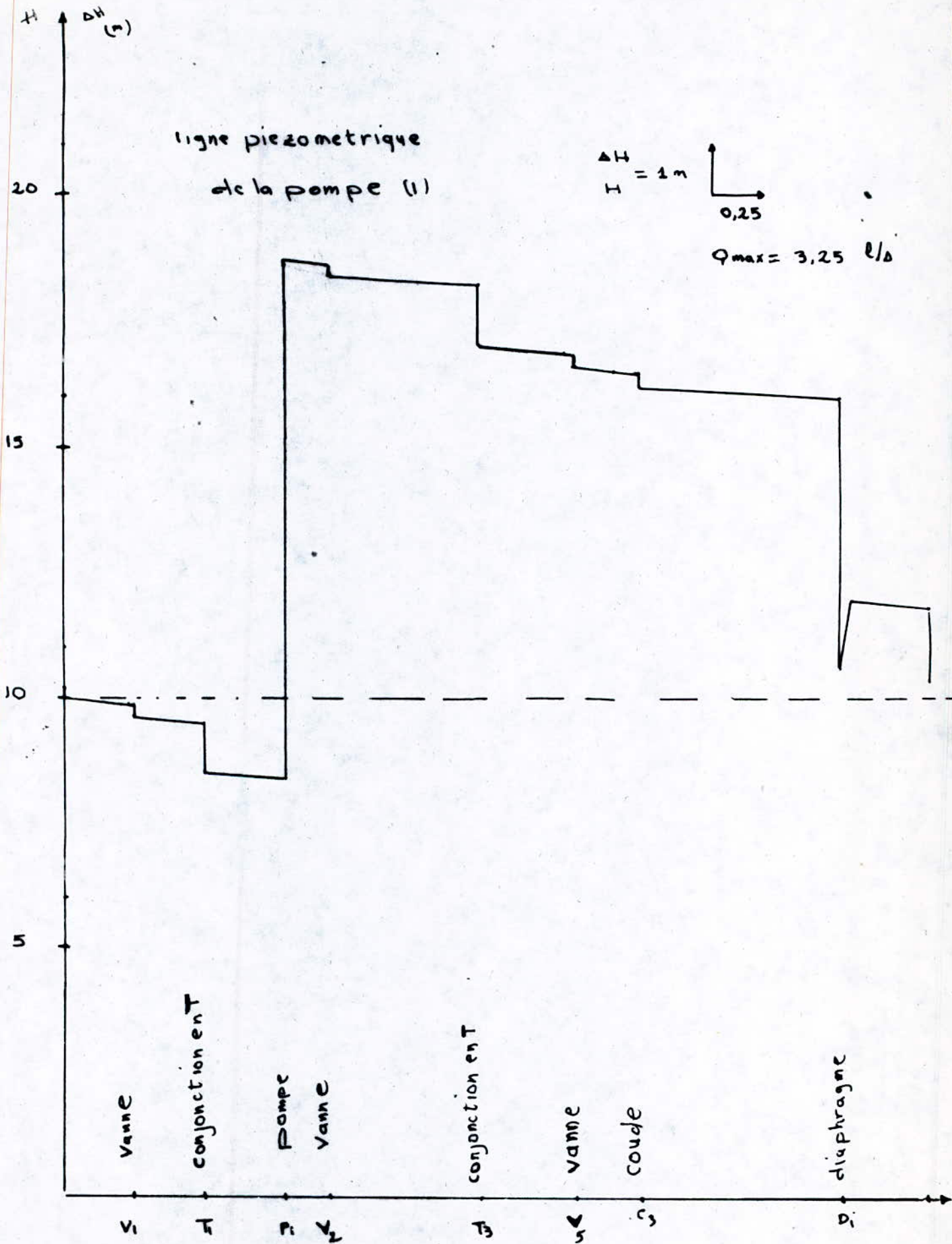
on trouve

$$Q = 2,5 \text{ l/s} \rightarrow \frac{\Delta P}{\rho g} = 4,4 \text{ m} \quad \text{et} \quad \Delta P' / \rho g = 3,15 \text{ m}$$

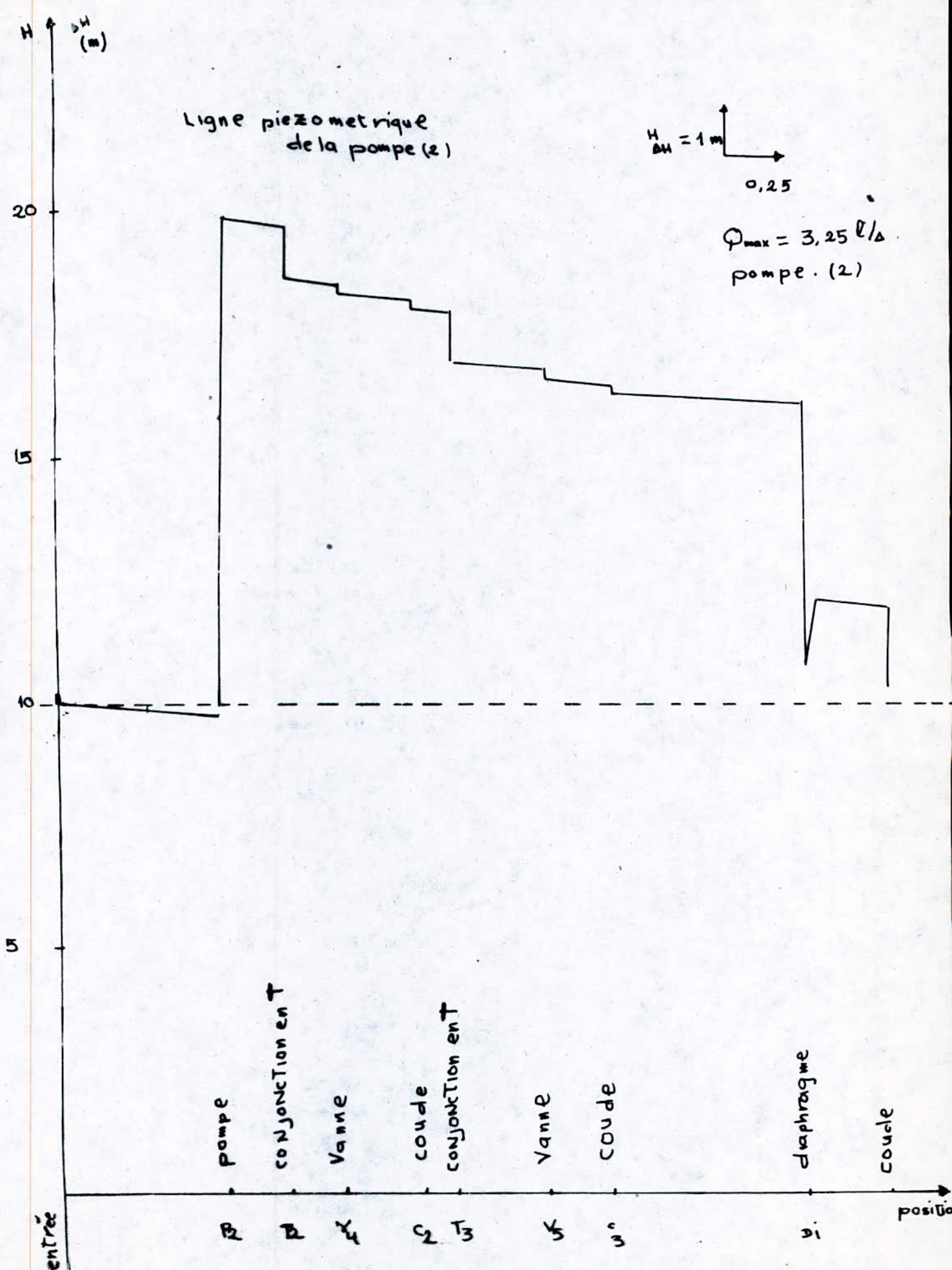
$$Q = 3,25 \text{ l/s} \rightarrow \frac{\Delta P}{\rho g} = 7,4 \text{ m} \quad \text{et} \quad \Delta P' / \rho g = 5,38 \text{ m}$$

à partir des diverses valeurs des pertes de charges le long de l'installation, nous avons pu tracer la ligne piezométrique correspondante à chaque pompe en fonctionnement séparément ainsi on peut dire qu'il n'y a pas risque de cavitation à clobit

$$Q_{\text{max}} = 3,25 \text{ l/s}$$







### 3-8 Elab oration de la methode de mesure

#### Mesure du debit

al'etalonnage du bac de mesure :

l'etalonnage du bac de mesure consiste a definir experimentalement la relation qui existe entre le volume d'eau ecoulée dans le bac de mesure et l'elevation du niveau d'eau dans le tube piezometrique , pour ce fait on verse un volume bien connu dans derefoulement et on note la hauteur correspondant dans le tube

pour chaque augmentation du debit versé  $V_v$  on calcule le volume total cumulé versé  $V_{cv}$  et la hauteur correspondant . finalement

on obtien un tableau de variation de la courbe  $V_{cv} = f(h)$

en general la courbe  $V_{cv} = f(h)$  a une forme  $Y = AX$

cad cette courbe nous montre qu'il existe la relation suivante entre le volume d'eau ecoulée et la hauteur d'eau dans le tube piezometrique.

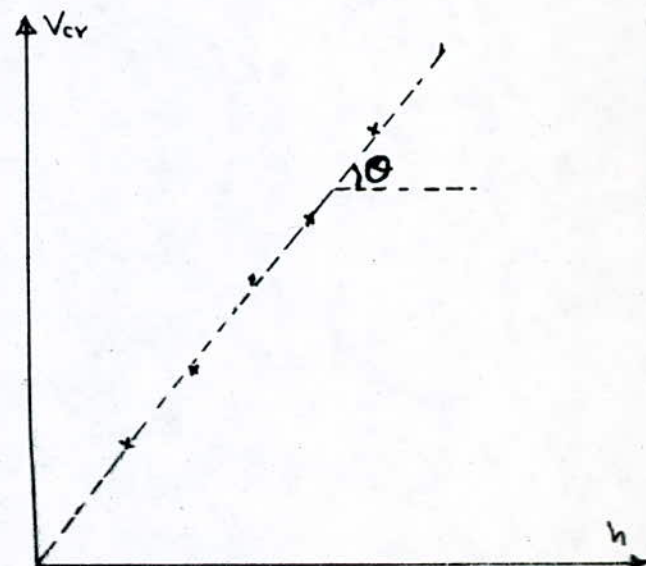
$$V = \alpha \cdot h$$

une fois la courbe de mesure est tracée on peut munir le tube piezometrique par des traits reperes a partir duquels on peut connaitre le volume d'eau ecoulée

et donc on peut deduire le debit  $\varphi$  :

$$\varphi = \frac{V}{t}$$

ou :  $t$  est le temps correspondant a l'ecoulement du volume  $V$



Courbe d'etalonnage



## Mesure de la hauteur manométrique totale

$H_{MT}$  :

Comme nous l'avons indiqué dans les chapitres précédents pour mesurer les pressions entre l'entrée et la sortie de chaque pompe on a disposé des manomètres à mercure d'air libre placés dans les points dont on veut relever la pression

donc pour savoir la différence de pression entre deux points (1) et (2)

il suffit de faire le bilan manométrique et tirer  $H_{MT} =$

$$H_{MT} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \Delta H_{12}$$

avec:  $\Delta H_{12}$  : est la hauteur entre les deux points de prises de pression

$c_1$  : la vitesse de l'eau dans le point (1)  $\rightarrow c_1 = \frac{4Q}{\pi D_1^2}$

$c_2$  : " " " " " " (2)  $\rightarrow c_2 = \frac{4Q}{\pi D_2^2}$

d'autre part  $\Delta P = P_2 - P_1 = (\rho H_g - \rho_e) g \Delta h - \rho g \Delta h$

$$\Rightarrow \Delta P / \rho g = \left( \frac{\rho H_g}{\rho_e} - 1 \right) \Delta h$$

en fin  $H_{MT} = \left( \frac{\rho H_g}{\rho_e} - 1 \right) \Delta h + \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \left[ \frac{1}{D_1^4} - \frac{1}{D_2^4} \right] + \Delta H_{12}$

$\Delta h$  : est la différence du niveau du mercure dans les branches (1) et (2)

## Mesure de la puissance absorbée :

d'aide d'une installation spéciale faite pour relever la puissance on peut lire directement la puissance absorbée sur un wattmètre

branché au préalable

## Mesure de la vitesse de rotation

On place un tachymètre en contact avec l'arbre tournante de la pompe. On appuie sur le vis de contact alors l'équille commence à tourner dans le sens des aiguilles de notre après il s'arrêtera sur une certaine valeur on tire le tachymètre et on note le nombre de tours.

## Rendement du groupe électro-pompe

on peut tirer analytiquement la valeur du rendement " $\eta$ " à partir de la formule

$$\eta = \frac{Q \cdot H_{mT}}{102 \cdot P} \cdot 100 \quad [\%]$$

dans cette formule on a:

$Q$ : le débit d'écoulement exprimé en  $(l/s)$

$H_{mT}$ : la hauteur manométrique totale exprimée en  $[m]$

$P$ : la puissance absorbée donnée en  $[Kw]$

le rendement  $\eta$  est alors obtenu en  $[\%]$



### 3.9 Estimation des erreurs de mesures

utilisation du diaphragme

pour mesurer le débit à partir d'un diaphragme on a besoin de connaître plusieurs paramètres et grandeurs tels que :

la différence de pression  $\Delta p$ , le rapport des diamètres  $\beta = d/D$   
 $c, E, \rho$  car  $Q = f(c, \beta, d, \Delta p, \rho)$

si on suppose que  $\sigma_d = \sigma_D = 0$  et que  $\sigma_\rho = 0$

$$\Rightarrow \sigma_Q = f(\sigma_c, \sigma_{\Delta p})$$

$\Rightarrow$  à partir de la formule générale de l'erreur quadratique :

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{\partial Q}{\partial c}\right)_{c, \Delta p}^2 \cdot \sigma_c^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta p}\right)_{c, \Delta p}^2 \cdot \sigma_{\Delta p}^2 \quad \text{avec} \begin{cases} \frac{\partial Q}{\partial c} = E \pi \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \\ \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} = c E \pi \frac{d^2}{4} \cdot \frac{1}{\rho \sqrt{2 \Delta p / \rho}} \end{cases}$$

après simplification on obtient :

$$\left(\frac{\sigma_Q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_c}{c}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\sigma_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2$$

$$\text{sachant que } \Delta p = (\rho H_1 - \rho_e) g (h_1 - h_2) = A (h_1 - h_2)$$

appliquons la même formule que dans \* on trouve

$$\sigma_{\Delta p}^2 = \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial h_1}\right)_{h_1, h_2}^2 \cdot \sigma_{h_1}^2 + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial h_2}\right)_{h_1, h_2}^2 \cdot \sigma_{h_2}^2 \quad \text{sachant que :}$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial h_1} = A \quad \text{et} \quad \frac{\partial \Delta p}{\partial h_2} = -A \quad \text{on trouve :}$$

$$\left(\frac{\sigma_{\Delta p}}{\Delta p}\right)^2 = 2 \left(\frac{\sigma_h}{h_1 - h_2}\right)^2 \quad \text{car } \sigma_{h_1} = \sigma_{h_2}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\sigma_Q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_c}{c}\right)^2 + \frac{1}{4} \cdot 2 \left(\frac{\sigma_h}{h}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_c}{c}\right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_h}{h}\right)^2$$

# CONCLUSION

L'étude qu'on a fait pour la conception de notre banc d'essai a pour but l'obtention d'une installation qui permet d'étudier dans la mesure du possible les caractéristiques des pompes en fonctionnement, séparément, en parallèle, ou en série et d'autre part il facilite les diverses expériences concernant la vérification plus ou moins approchée des performances de deux pompes, et cela grâce aux différents éléments qui constituent ce banc :

- manomètre modéré pour la mesure des diverses pressions
- diaphragme pour la mesure du débit
- conduite de vidange et autre pour le trop plein

Je tiens à rappeler que vu l'existence de plusieurs vannes placées d'une part et d'autre dans l'installation, un essai de cavitation est plus délicat mais, il est réalisable si on prend toutes les précautions et si on dispose des bonnes conditions de travail.

En fin je souhaite que cette étude de conception sera prise en considération, à fin de réaliser le banc conçu qui permet au étudiant de notre établissement d'effectuer des essais sur les pompes qui leur permettent de mieux saisir les cours de "MACHINES HYDRAULIQUES"



# BIBLIOGRAPHIE

- ADAM . T T ROSKOLANSKI

Les turbopompes, theorie, trace, construction  
(Eyrolles - 1977)

- Dupont . A

Hydraulique urbaine - tome 2 -  
(4<sup>eme</sup> ed - Eyrolles - 1979 )

- Kovats A . De DESMUR

Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges  
et axiaux . 2<sup>me</sup> ed - DUNOD - 1962

- IDEL'CIK . IE

Memento des pertes de charge  
(Eyrolles . 1969 )

- DUCROS

Pompes hydrauliques et appareils elevatoires  
(DUNOD 1967)

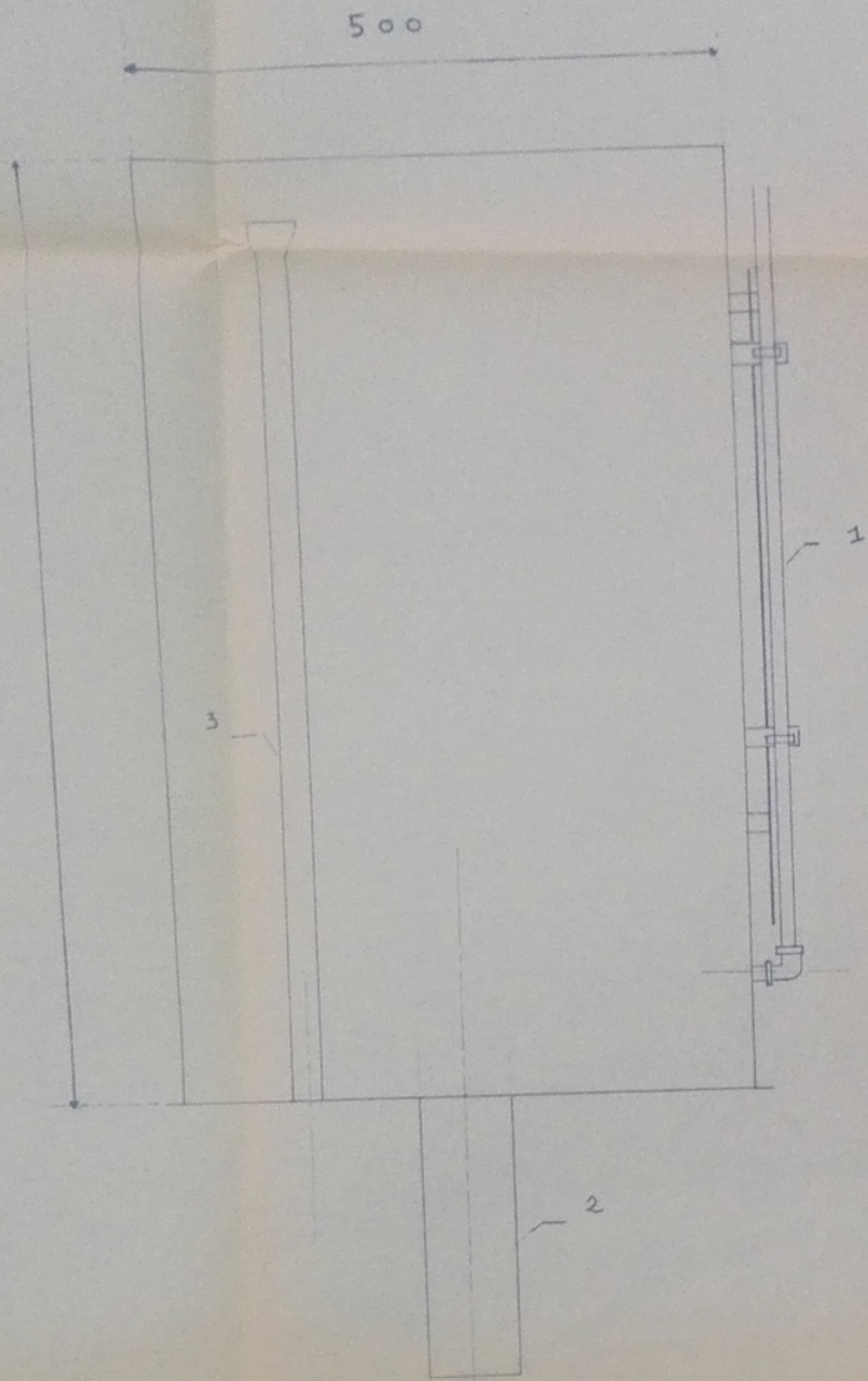
- COMOLET

Mecanique experimentale de fluide

polycope

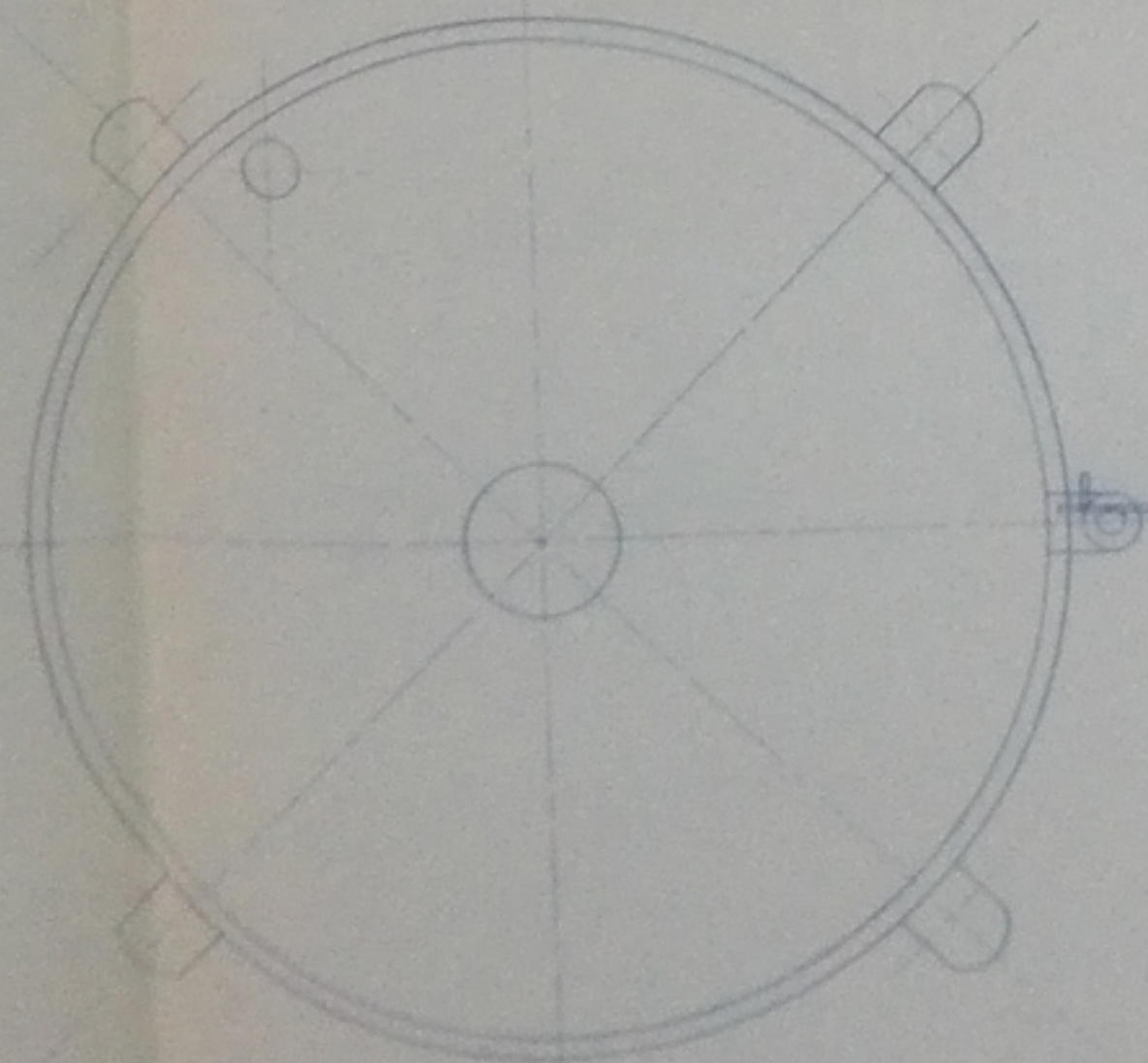
CHATER - TOLBA





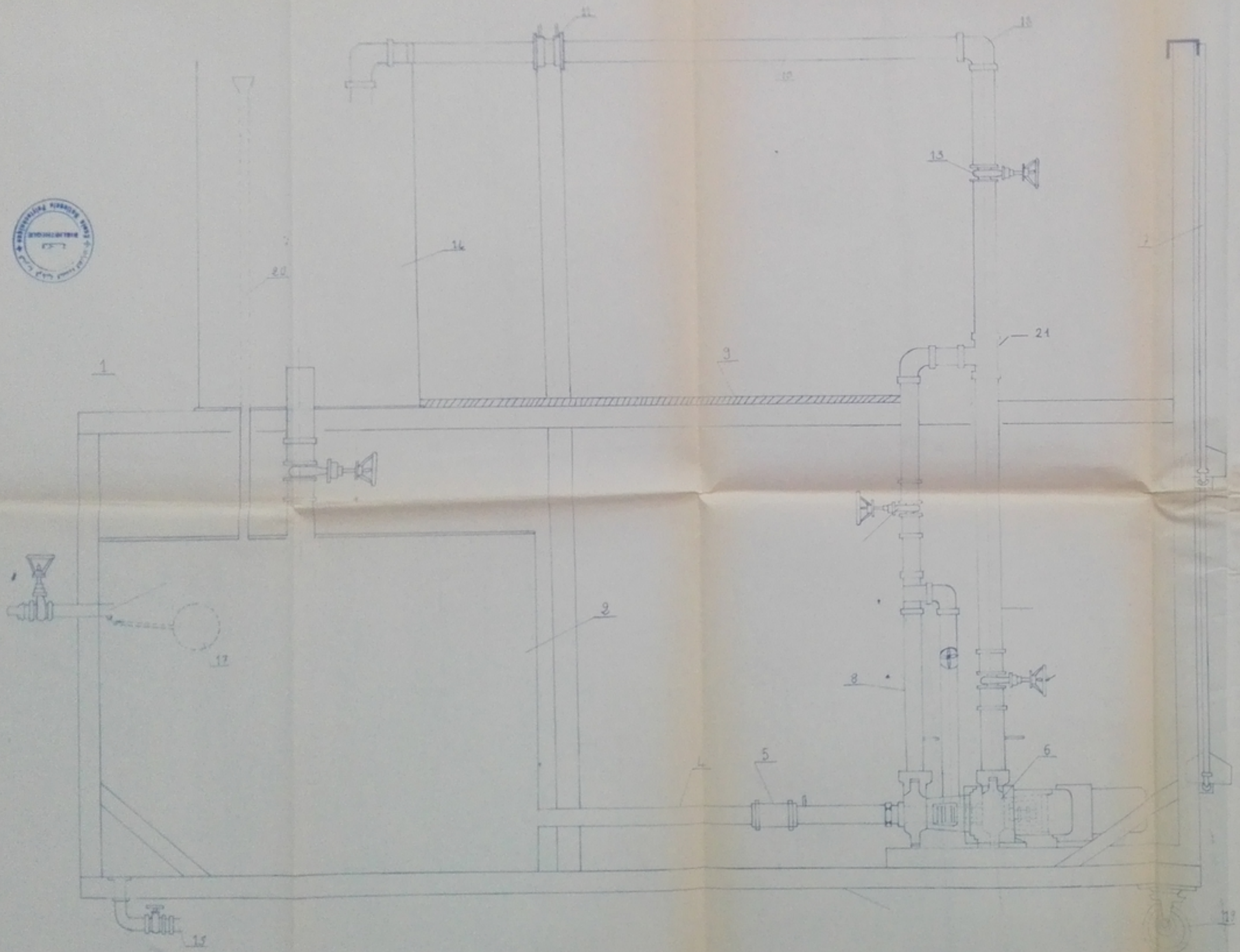
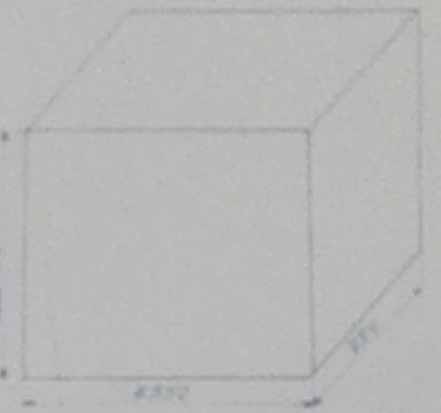
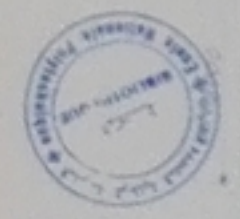
PH020/88

-1-



1	TUBE PIEZOMETRIQUE
2	CONDUITE DE VIDANGE
3	CONDUITE DE TROP PLEIN
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	
DEPARTEMENT HYDRAULIQUE	
PROJET DE FIN D'ETUDE	
BANC D'ESSAI DE POMPE	
Etudie par	EL FODIL Abdelkrim
Propose par	A. THUMA Jun 88
	BANC DE MESURE
	Echelle
	N°





21	CONJONCTION-T-Ø- <sup>50</sup> / <sub>30</sub>		
20	TP- Ø 30		
19	ROULETTE PIVOTANTE Ø 100	4	
18	ELEMENT DE MANOEUVRE		
11	ROBINET A FLOTTEUR	1	LAITON
16	MAMELON Ø 30		
15	VANNE Ø 30	1	
14	BAC DE MESURE	1	ACIER
13	VANNE Ø 50	2	LAITON
12	COUDE Ø 50	2	P.V.C
11	DIAPHRAGME	1	P.V.C/ALU
10	CONDUITE DE REFOULEMENT Ø 50		P.V.C
9	PLAQUE (100 x 700 x 20)	1	BOIS
8	CONDUITE DE REFOULEMENT Ø 30		P.V.C
7	MANOMETRES	4	ACIER
6	POMPE VIDA 4	2	
5	FLIXIBLE Ø 50	1	PLASTIQUE
4	CONDUITE D'ASPIRATION Ø 40	3	ACIER-P.V.C
3	VANNE Ø 40	3	LAITON
2	BAC D'ASPIRATION	1	ACIER
1	SUPPORT	1	
N	DESIGNATION	N DESSIN NBR	

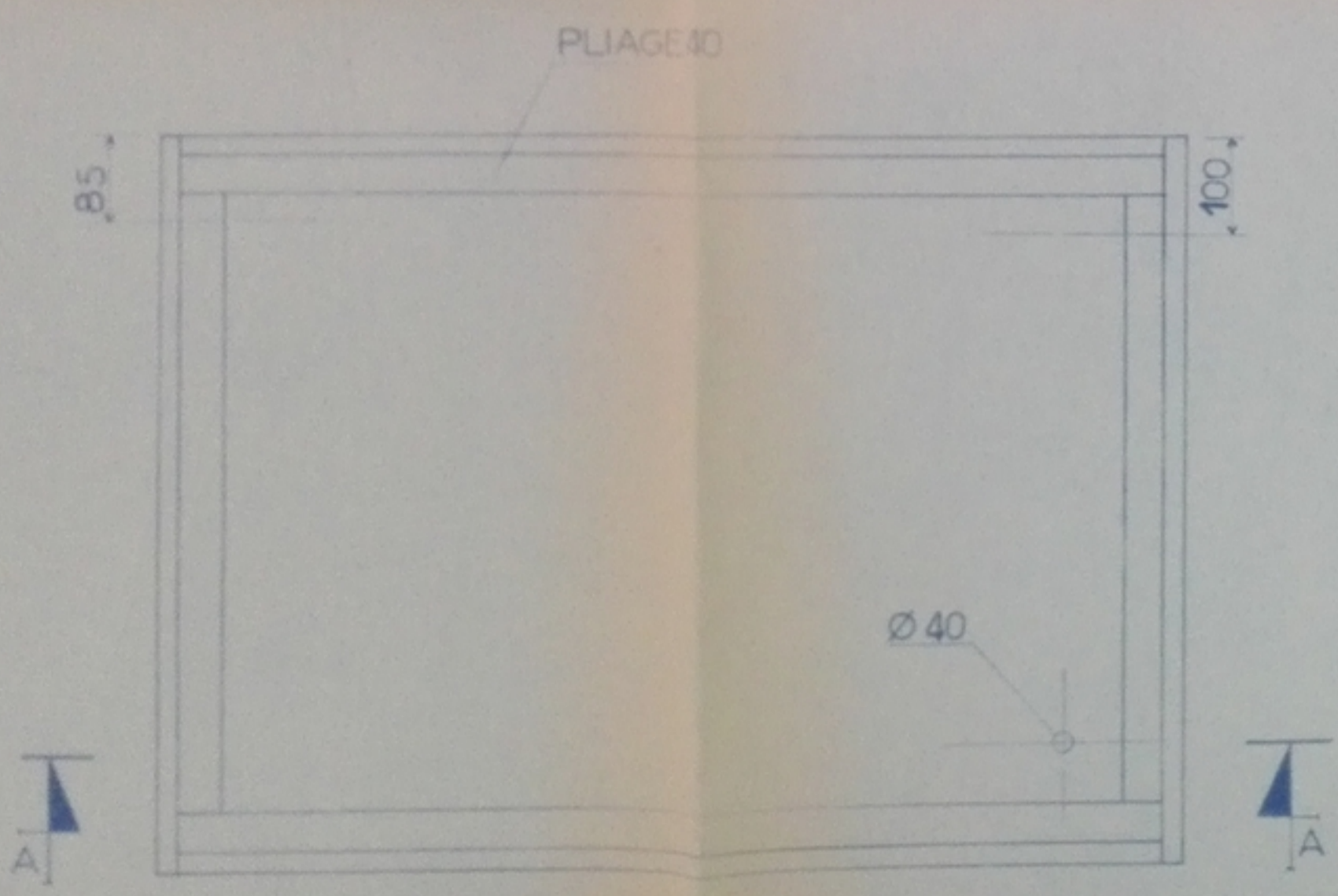
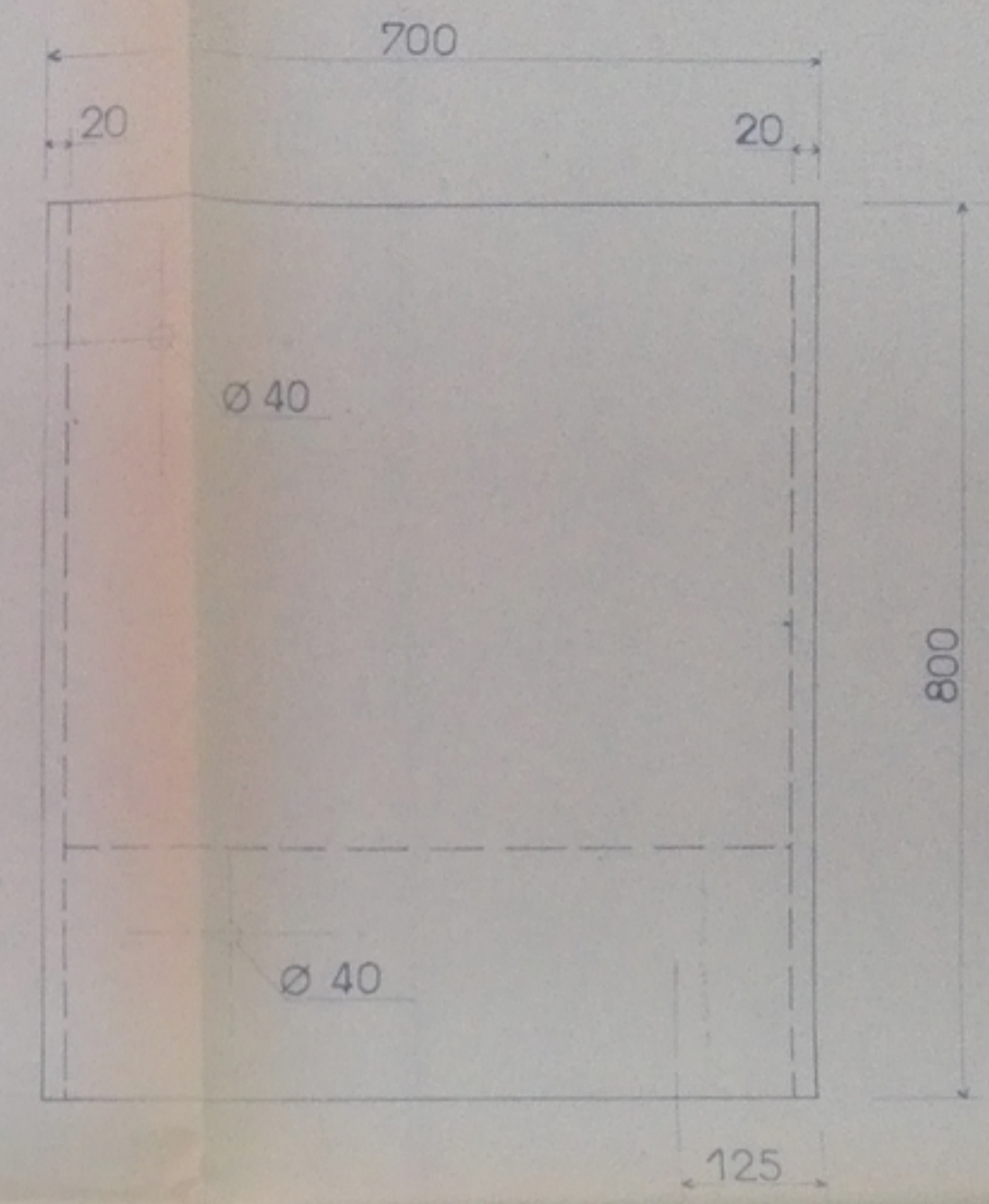
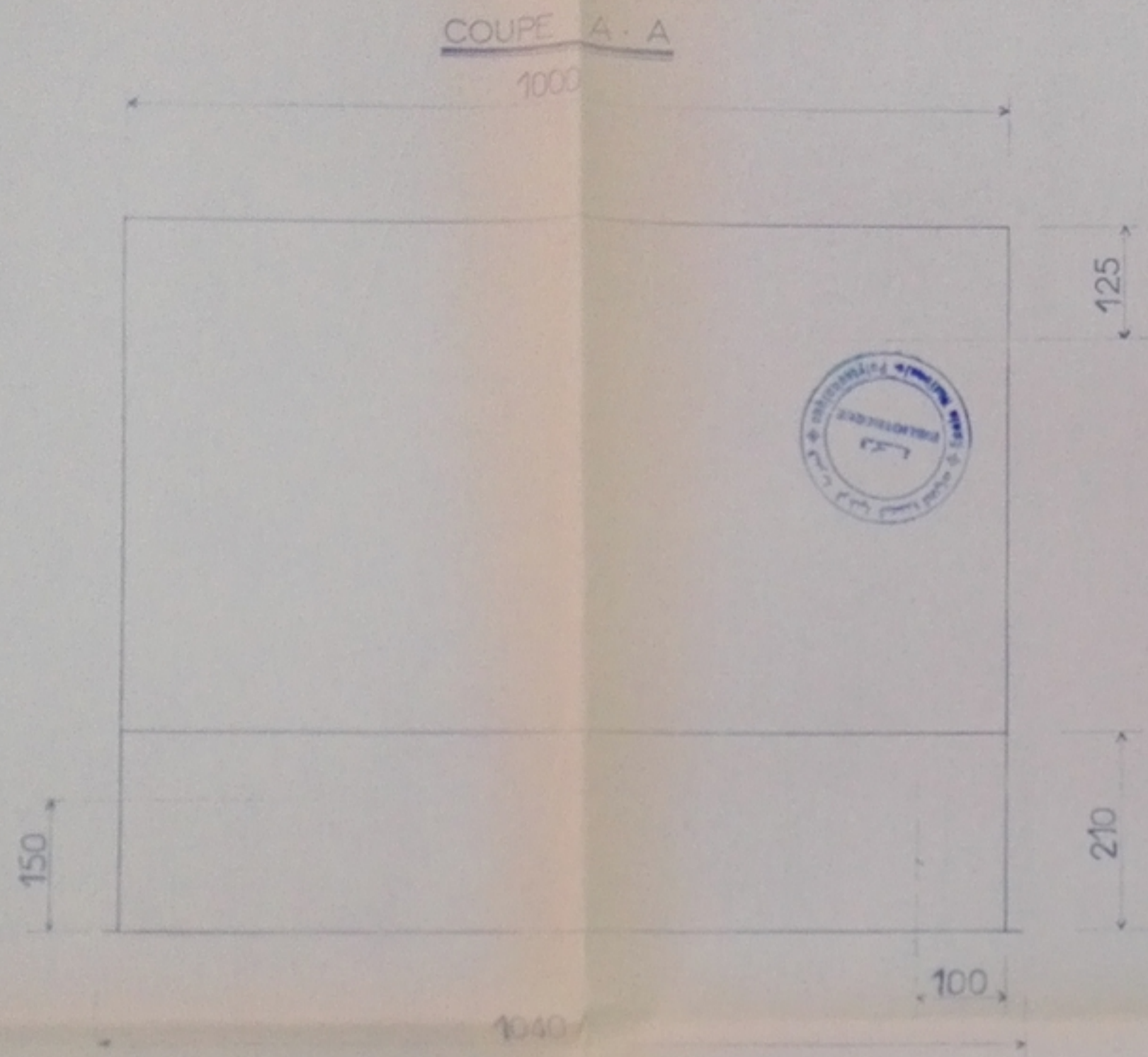
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 DEPARTEMENT D'HYDRAULIQUE  
 PROJET DE FIN D'ETUDE



BANC D'ESSAI DE DEUX POMPES

PREPARE PAR	ELFODIL	VUE DE FACE	
PROPOSE PAR	A. THUMA	JUIN 88	ECHELLE 1/5



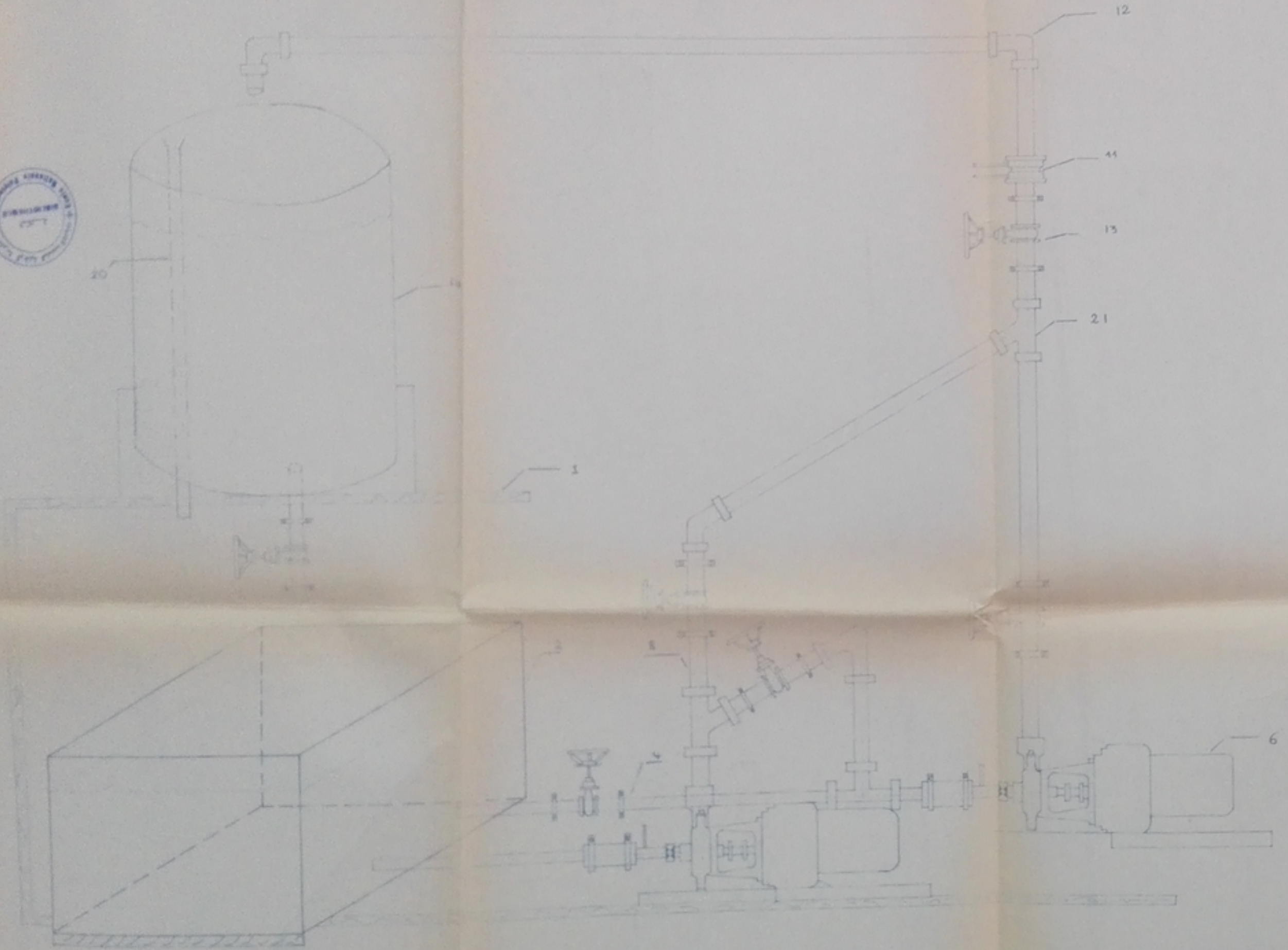


PH020/88  
3-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT D'HYDRAULIQUE  
PROJET DE FIN D'ETUDE  
BANC D'ESSAI DE DEUX POMPES

ETUDIE PAR	EL FODIL ABDELKRIM	BAC D'ASPIRATION	
PROPOSE PAR	A. THUMA	JUN 88	ECHELLE N: B P 1 2 00
			1 5





PH020/93  
-4-

N°	DESIGNATION	N° DESSIN	N° dr	MATIERE
22	VANNE Ø 80			
21	CONJONCTION EN T Ø 50-50			
15	ROULETTE PIVOTANTE Ø 100	4		
18	ELEMENT DE MANOEUVRE			
17	ROBINET A FLOTTEUR	1		LAITON
16	MAMELON Ø 30	1		
15	VANNE Ø 30	3		
14	BAC DE MESURE	1		ACIER
13	VANNE Ø 50	1		LAITON
12	COUDE Ø 50	2		P.V.C
11	DIAPHRAGME	1		P.V.C-CUIVE
20	TP Ø 30			
10	CONDUITE DE REFOULEMENT	1		P.V.C
9	PLAQUE (100x700x20)	1		BOIS
8	CONDUITE DE REFOULEMENT	1		P.V.C
7	MANOMETRE	1		ACIER
6	POMPE 'VIDA 4'	2		
5	FLEXIBLE Ø 50	1		PLASTIQUE
4	CONDUITE DASPIRATION Ø 40			ACIER-P.V.C
3	VANNE Ø 40	1		LAITON
2	BAC DASPIRATION	1		ACIER
1	SUPPORT	1		ACIER
N°	DESIGNATION	N° DESSIN	N° dr	MATIERE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT HYDRAULIQUE  
PROJET DE FIN D'ETUDE  
BANC D'ESSAI DE 2 POMPES



Étude par	EL FODIL Abdelkrim		
	A. THUMA	JUN 88	Echelle 1/1



