

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

lea

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

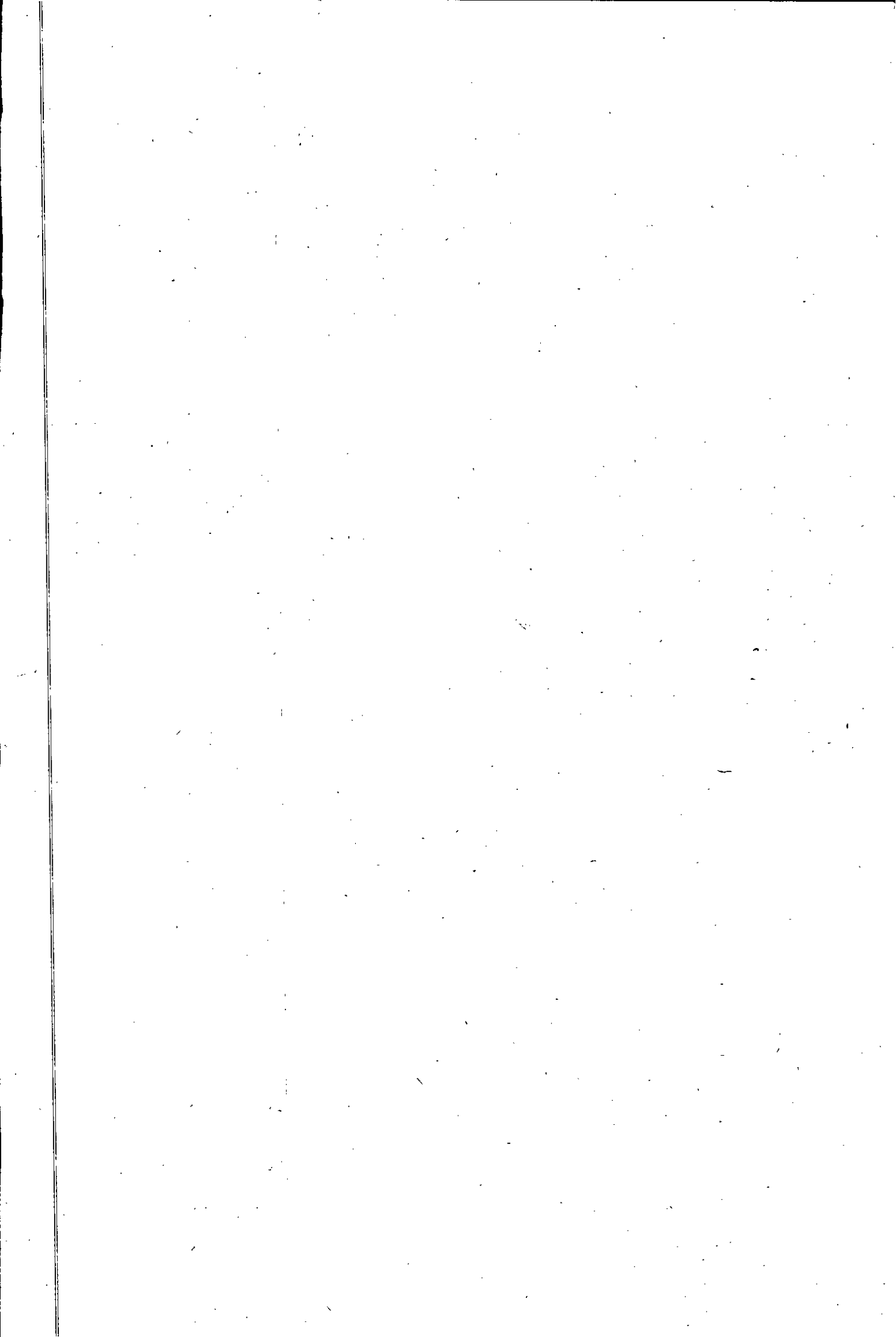
BANC D'ESSAI
DE POMPE
CENTRIFUGE

Proposé par :
Mr KHEMIS

Etudié par :
Mr KORICHE

Dirigé par :
Mr. KHEMIS

PROMOTION : Juin 89



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLICQUE ALGERIENNE DEMOCHATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

PROMOTION :

الموضوع : محطة التجارب لمضخة طاردة خارجية

ملخص : تتمثل هذه الدراسة في :

- صناعة أجهزة لقياس لمحطة التجارب لمضخة طاردة خارجية

- دراسة نظرية تقريبية للمضخات الطاردة الخارجية

- تحديد خصائص مضخة من نوع 40-NVA-150-5 ومقارنتها لخصائص المصنوع

- إعطاء مثال تجريبي

Sujet : Banc d'essai de pompe centrifuge

Résumé : Cette étude se résume à

- La construction des appareils de mesure pour un banc d'essai de pompe
- faire une approche théorique sur les pompes centrifuges
- Déterminer les caractéristiques de la pompe 40NVA150-5 et les comparer à celles du constructeur.
- Donner un exemple de TP

Subject : The test bench of the centrifugal pump.

Abstract : This essay gives a summary of

- The construction of measurement apparatus for test bench of the pump
- Making a theoretical approach for the centrifugal pump
- To determine the 40-NVA-150-5 pump's characteristics and compare them to the constructor's characteristics
- Giving a TP exemple

INTRODUCTION

L'acquisition par le département de génie-mécanique d'une pompe centrifuge de type 40-NVA-150-5 du complexe de vannes et pompes de Bérouaghia a suscité un vif intérêt quant à son utilisation.

Il est dit que cette pompe est de conception moderne simple et légère et a des caractéristiques hydrauliques excellentes assurant un fonctionnement économique sûr.

Elle peut être utilisée dans les domaines suivants :

- Agriculture pour irrigation
- Alimentation en eau potable ou industrielle (refoulement)
- Réseau de lutte contre incendie

Dans le département, son exploitation doit répondre à deux objectifs. D'une part, nous devons l'étudier afin de connaître le produit national et ses performances ; d'autre part, l'utiliser surtout comme outil pédagogique pour servir l'étudiant de génie-mécanique.

Pour répondre à ces exigences, il est donc nécessaire de penser à la conception d'un banc d'essai de pompe centrifuge.

Ce banc d'essai va nous permettre de créer des séquences de travaux pratiques de pompe centrifuge exemple :

Détermination des caractéristiques d'une pompe :

$$H = f(Q) \quad : \text{Hauteur de charge}$$

$$P = f(Q) \quad : \text{Puissance}$$

$$\eta = f(Q) \quad : \text{rendement.}$$

Cependant, le but de l'étude de cette plate-forme d'essai se rapporte à la construction de quelques appareils annexes avec lesquels nous effectuerons les mesures lors des essais.

Etant donné qu'une pompe se définit par ses caractéristiques hydrauliques, alors, ces appareils que nous projetons de construire doivent nous permettre de déterminer ces dernières.

Pour déterminer ces caractéristiques, nous devons pouvoir mesurer le débit, les pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe et créer des pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement.

PLAN DE TRAVAIL

- CHI : Généralités sur les pompes centrifuges
- CHII : Choix, dimensionnement et construction des appareils composant le banc d'essai
- CHIII : Théorie de base de fonctionnement des pompes centrifuges
- CHIV : La cavitation
- CHV : Expérimentation.

Conclusion générale

CHAPITRE I

GÉNÉRALITES SUR LES POMPES CENTRIFUGES

I.1 - Définition :

Une pompe est un appareil qui permet de transformer une énergie mécanique en énergie d'un fluide. Cette énergie se manifeste par l'augmentation de la vitesse et de la pression du fluide à sa sortie de la roue en rotation continue.

On dit que c'est une pompe centrifuge si, l'écoulement du fluide est radial et produit par l'action de la force centrifuge et de la force de Coriolis sur les particules fluides.

I.2 - Classification des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges se divisent en deux classes fondamentales qui sont :

- A- Les pompes à écoulement forcé par les canaux de la roue
- B- Les pompes à écoulement libre avec un propulseur ouvert dont les aubes radiales mettent en mouvement les particules fluides dans l'espace sans aubes entre le couvercle du corps et le propulseur

En fonction de :

- a- Le nombre de roues, on distingue :
les pompes à un étage ou monocellulaires et les pompes à plusieurs étages ou multicellulaires.
- b- La disposition de l'axe de l'arbre, on distingue :

Les pompes horizontales et les pompes verticales.

c. La forme de roue, on distingue :

Les pompes à roue à une ouïe (simple aspiration) et les pompes à roue à deux ouïes (double aspiration)

d. La position de la tubulaire d'entrée, on distingue :

Les pompes à entrée axiales et les pompes à entrée latérale

Les roues des pompes multicellulaires peuvent être rangées en série ou en parallèle

Les pompes multicellulaires, aussi bien verticales qu'horizontales peuvent être pourvues de :

- Bâches spirales
- Directrices à ailettes ceintrant les roues
- Volute de refoulement
- Diffuseur à ailettes

I.3. - Les éléments constituant les pompes centrifuges et leurs rôles

I.3.1. - Le Distributeur

Cet élément a pour fonction de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor en assurant une répartition des vitesses aussi uniforme que possible pour ne pas affecter défavorablement le fonctionnement du rotor. Pour les pompes centrifuges, on utilise selon le cas des distributeurs droits, coudés ou encore en volute d'aspiration

Dans les pompes centrifuges, l'emploi des distributeurs ailetés est rare puisque l'hypothèse d'absence de prérotation se vérifie bien au voisinage du rendement maximal, pour les

faibles débits par contre, la prérotation doit être prise en considération

I.3.2 - Le rotor :

La fonction du rotor est de communiquer de l'énergie au fluide qui le traverse grâce aux aubages dont il est muni.

I.3.3 - Le diffuseur :

Situé entre le rotor et la volute collectrice, il offre au fluide des sections croissantes ce qui lui permet, de transformer une certaine énergie cinétique en énergie de pression.

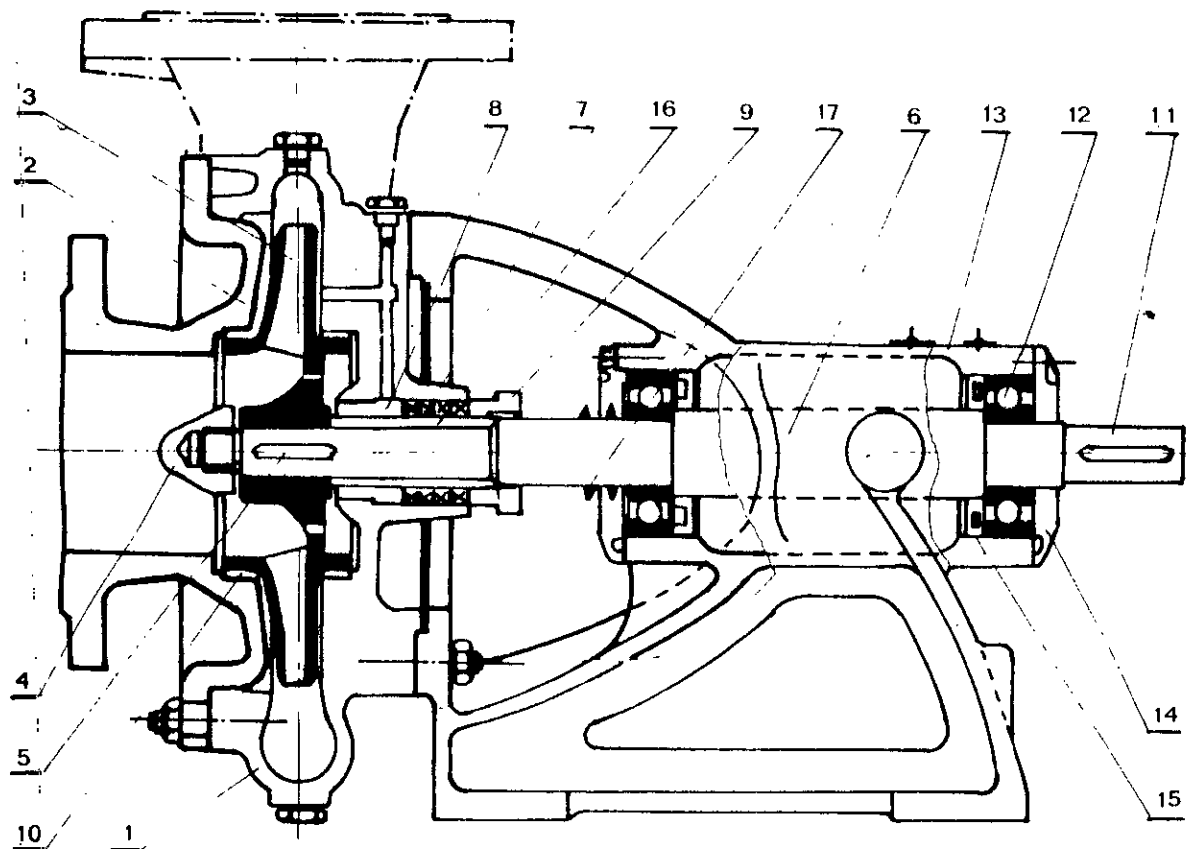
On distingue des diffuseurs lisses à parois parallèles ou divergentes ou des diffuseurs ailetés

I.3.4 - La volute

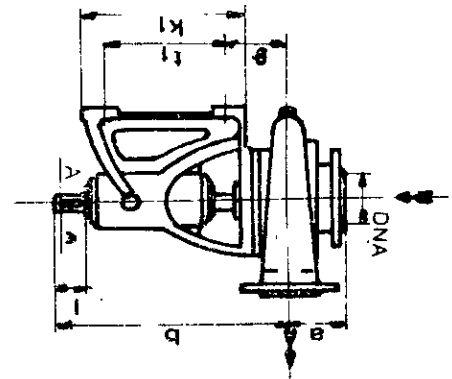
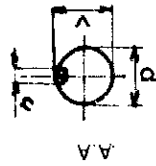
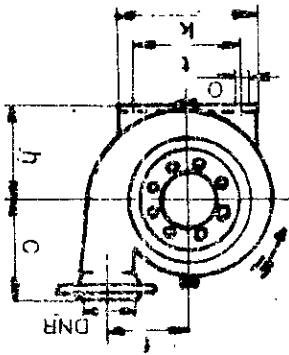
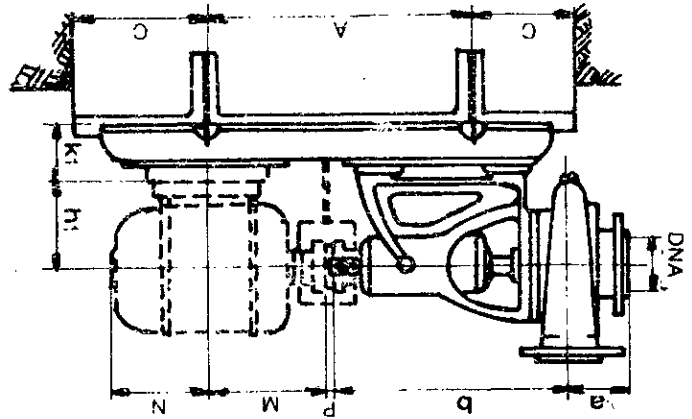
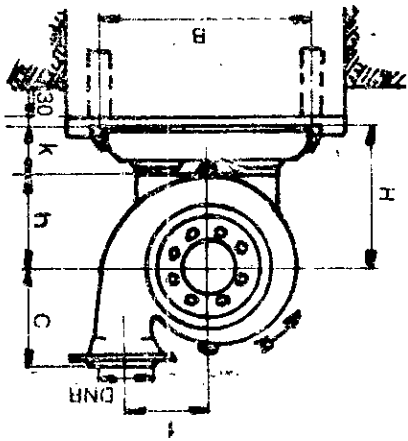
La volute collecte le liquide pompé à la sortie du diffuseur ou directement à la sortie du rotor si le diffuseur n'existe pas. La section de la volute croît depuis le bec initial jusqu'au divergent final, cette croissance de la section dépend de l'évolution de la vitesse moyenne dans ses sections.

I.4 La pompe 40-NVA-150-5

Elle est constituée d'un distributeur, d'un rotor et d'une volute. Une description plus détaillée est représentée avec des dessins dans les deux pages suivantes



- | | |
|---------------------------------|------------------------------|
| 1 – Corps de pompe | 10 – Bague d'étanchéité |
| 2 – Couvercle d'aspiration | 11 – Clavette d'accouplement |
| 3 – Roue centrifuge | 12 – Roulement à billes |
| 4 – Ecrou de roue centrifuge | 13 – Corps du chevalet |
| 5 – Clavette de roue centrifuge | 14 – Couvercle de palier |
| 6 – Arbre | 15 – Tôle de recouvrement |
| 7 – Garniture de presse-étoupe | 16 – Douille de protection |
| 8 – Douille | 17 – Racleur |
| 9 – Couvercle de presse-étoupe | |



Pompes 40-NVA-150-5

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------------|----|----|---------------------------|------|-----|-----|
| 5 | 322 | 140 | 85 | 635 | 112 | 160 | 220 | 115 | 134 | 175 | 20 | 50 | 6 | 22,5 | 50 | 40 |
| b | c | f | g | h | k | k | k | o | e | t | d | i | u | v | DNA | DNR |
| Pompe | | | | | | | | | | Ext. d'arbre | | | Tubulaires φ intérieur | | | |

| | | | | | | | |
|------|-------------------|------|------|-------------------|--------|--------|-------|
| 1,85 | 18 | 23,5 | 2,7 | 2900 | 50/10 | 40/10 | 23,1 |
| PK | Q | H | NPSH | n | DI/PN | DI/PN | Poids |
| KW | m ³ /h | m | m | min ⁻¹ | mm/bar | mm/bar | kg |

CHAPITRE II

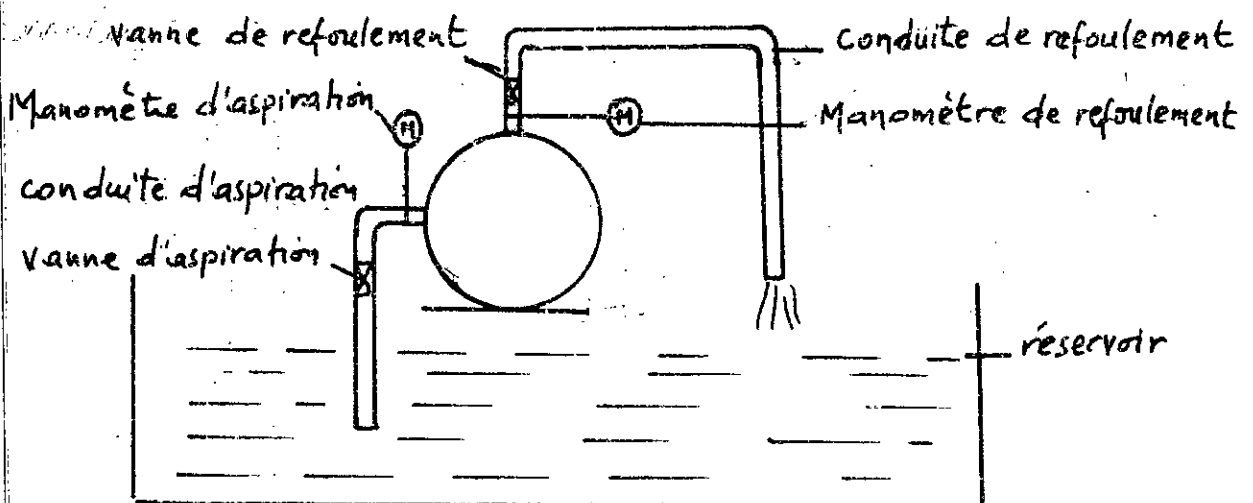
CHOIX, DIMENSIONNEMENT ET CONSTRUCTION DES APPAREILS COMPOSANT LE BANC D'ESSAI

II.1. Les bancs d'essai des turbopompes

Les bancs d'essai des turbopompes se divisent en deux groupes fondamentaux, suivant qu'ils sont à circuit ouvert ou fermé.

II.2. Choix du circuit

Le circuit fermé est employé pour les essais de pompes à grand débit et hauteur d'élévation, pour lesquelles un circuit ouvert exigerait des réservoirs de forte capacité.



Schema d'un circuit fermé

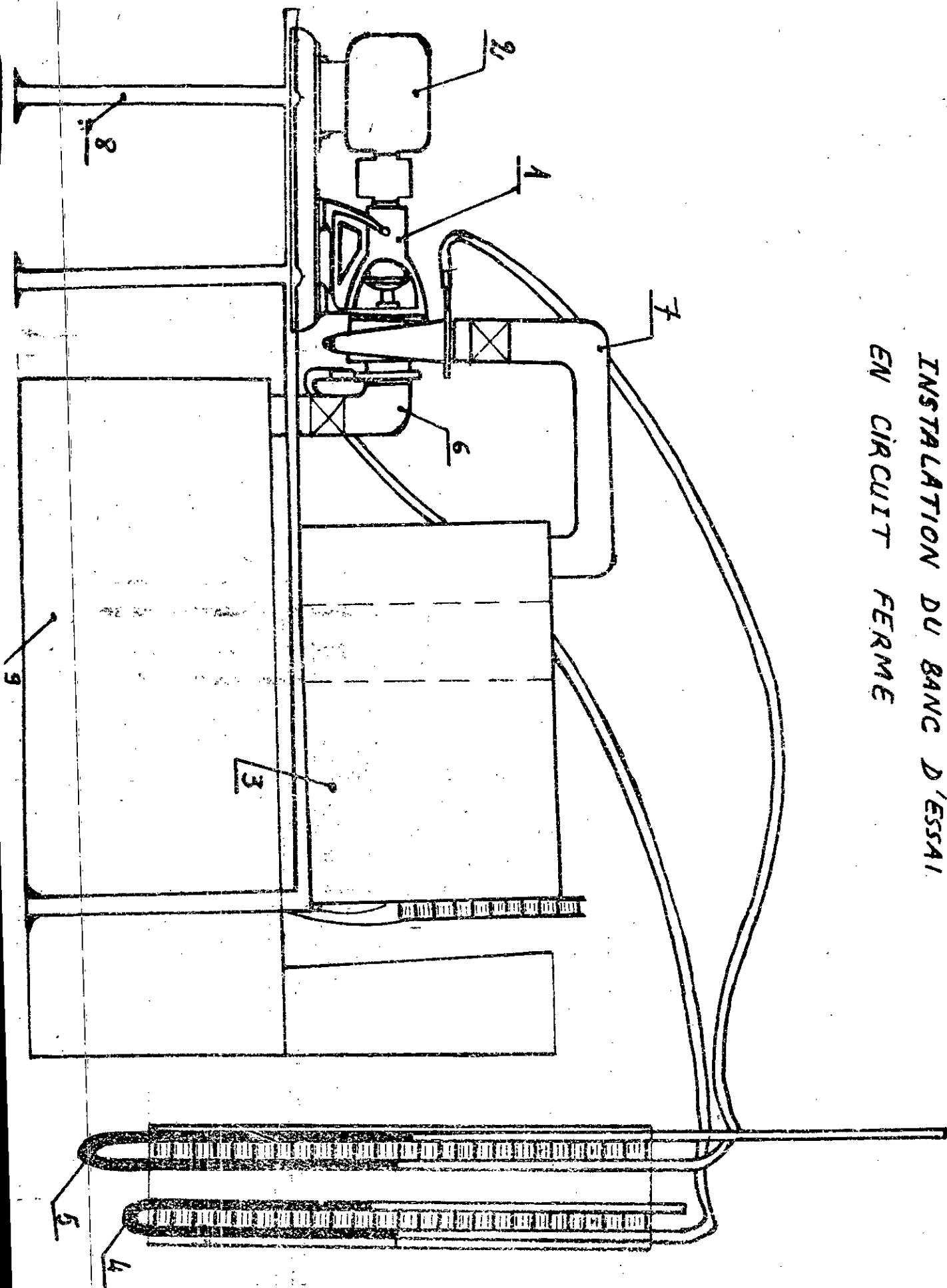
Le réservoir mis à notre disposition est petit, alors, le choix du circuit fermé s'est imposé de lui même et offre quelques avantages, citons :

- Facilité de réglage des pressions dans les régions d'aspiration et de refoulement, au moyen de vannes intercalées dans le circuit fermé reliant les tubulaires d'aspiration et de refoulement de la pompe
 - Possibilité d'assurer à la pompe des conditions de fonctionnement anticavitationnelles et, inversement, de créer des conditions favorisant la cavitation
 - Possibilité d'extension considérable de la plage de mesure des débits
- Et les inconvénients qu'engendre ce circuit, ne sont nullement nuisible au bon déroulement des essais, citons :
- Impossibilité de recourir aux méthodes volumétriques et pondérales pour les mesures de débits.
 - Echauffement du liquide dû, au frottement de celui-ci contre les parois du circuit.

II.2 - Éléments constitutifs du banc d'essai

- 1- La pompe composée essentiellement d'un rotor et d'une volute.
- 2- Le moteur entraînant la roue^{en} rotation continue.
- 3- Le débit-mètre : c'est un déversoir triangulaire
- 4- Le manomètre mesurant la dépression à l'entrée de la pompe
- 5- Le manomètre mesurant la pression à la sortie de la pompe
- 6- La conduite d'aspiration munie d'une vanne
- 7- La conduite de refoulement munie d'une vanne
- 8- Le support de la pompe, du manomètre, du moteur et du déversoir
- 9- Le réservoir

INSTALLATION DU BANC D'ESSAI
EN CIRCUIT FERME



II.3 - Choix des appareils de mesure

Le choix des appareils de mesure doit être approprié au banc d'essai de pompe centrifuge. Tenant compte des possibilités de réalisation et d'adaptation au banc d'essai, nous devons choisir les appareils les plus simples, facilement réalisables et adaptables assurant la fiabilité requise.

II.3.1 - Débit-mètre :

Le débit de la pompe est suffisamment grand qu'un déversoir peut mesurer avec une précision acceptable. Le déversoir est un débit-mètre utilisé le plus souvent dans les plates-formes d'essai à circuit fermé, sa réalisation et son adaptation sont largement à notre portée.

Suivant la forme de l'échancrure, il existe des déversoirs rectangulaires, triangulaires et trapézoïdaux. Si notre choix s'est porté sur le déversoir triangulaire, c'est pour avoir une hauteur de charge h assez grande sur l'échancrure, cela permet une lecture de h aisée et précise.

II.3.2 - Prises de pression.

Les pressions à mesurer sont importantes, surtout la pression de refoulement. L'utilisation de manomètres en U exigerait un liquide manométrique très dense. Alors, on opte pour des manomètres en U à mercure dont la densité est :

$$d_{Hg} = 13,6$$

II.3.3 - Réglage du débit et des pressions

Pour le réglage du débit et de pression, deux vannes à volant sont insérées dans le circuit. La première placée dans la conduite d'aspiration permet d'agir sur la hauteur d'aspiration et la seconde, placée à la sortie de la pompe, agit sur le débit.

II.4. Dimensionnement des appareils de mesure

Le dimensionnement des appareils doit nous renseigner sur la qualité et la quantité de matière à utiliser, en tenant compte de sa disponibilité. La quantité de matière calculée doit suffire à la construction des appareils de telle sorte que ceux-ci puissent assurer leur rôle (mesure minimale et maximale).

II.4.1. Dimensionnement du manomètre d'aspiration.

La forme du manomètre est déjà déterminée, sa réalisation se fait avec deux tubes en verre liés par le bas avec un tube en plastique et le tout rempli à moitié de mercure.

La différence de niveaux dans les deux tubes est le seul facteur indiquant la pression; il est donc obligatoire de connaître la différence de niveau maximale avant de décider de leur hauteur. Les diamètres ne jouent aucun rôle.

II.4.1.1 - Calcul de la hauteur des tubes.

Appliquons le théorème de Bernoulli en mouvement absolu entre la prise de pression à l'entrée de la pompe et à la surface libre du réservoir.

$$\frac{P_0}{\bar{w}} + \frac{V_0^2}{2g} + z_0 = \frac{P_1}{\bar{w}} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \Delta h_{01}$$

avec

P_0 : pression atmosphérique

$V_0 = 0$ m/s (vitesse négligeable à la surface libre du réservoir)

$z_0 = 0$ m (origine des hauteurs)

$z_1 \leq 4$ m (donnée du constructeur)

d'où

$$\frac{P_0 - P_1}{\bar{w}} = \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \Delta h_{01}$$

$$V_1 \max = \frac{C_{\text{mos}}}{5}$$

$$V_{1\max} = 3,4 \text{ m/s}$$

$$\Delta h_{01} = \Delta h_{\text{crépine}} + \Delta h_{\text{vanne}} + \Delta h_{\text{coude}} + \Delta h_{\text{frottement}}$$

$$\Delta h_{\text{singulières}} = \sum \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\Delta h_{\text{linéaires}} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\Delta h_{01} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum C_r + \sum C_v + \sum C_c \right) \frac{V_1^2}{2g}$$

$$Re = 168650$$

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

$$\lambda = 0,016$$

| $C_{\text{crépine}}$ | C_{vanne} | C_{coude} |
|----------------------|--------------------|--------------------|
| 4 | 3 | 0,3 |

source : A. Trokolanski

$$\Delta h_{01} = 4,33 \text{ m}$$

et :

$$\frac{P_0 - P_1}{\bar{w}} = 8,92 \text{ m de colonne d'eau}$$

La différence de hauteur maximale que doit donner le manomètre d'aspiration est :

$$P_0 - P_1 = 8,92 \bar{w}$$

$$P_0 - P_1 = 87505 \text{ N/m}^2$$

et la différence de hauteur de mercure est de :

656 mm Hg d'où la longueur minimale des tubes

$$L > 656 \text{ mm}$$

II.4.2 - Dimensionnement du manomètre de refoulement.

La procédure de construction et de calcul sont les mêmes que pour le manomètre d'aspiration seulement, les variations de pression sont beaucoup plus importantes dans ce cas. Lors d'une variation brusque de pression, le mercure contenu dans le manomètre risque d'être éjecté à l'extérieur si, celui-ci ne possède pas une force d'inertie suffisante pour s'y maintenir. Pour parer à ce problème, on doit ajouter un petit réservoir plein de mercure à ce manomètre pour augmenter l'inertie du mercure.

II.4.2.1 - Calcul de la hauteur des tubes.

La hauteur de charge est définie par :

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\bar{w}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1)$$

L'indice 1 indique l'entrée et 2 la sortie de la pompe.

$H_{max} = 30 \text{ m}$ (donnée du constructeur)

$z_2 - z_1 = 0,17 \text{ m}$ (hauteur de la pompe)

$v_1 = 3,4 \text{ m/s}$

$v_2 = 5,33 \text{ m/s}$

$$\frac{P_2 - P_1}{\bar{w}} = H - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} - (z_2 - z_1)$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\bar{w}} = 28,97 \text{ m} \quad \text{d'où}$$

$$P_2 = 28,97 \bar{w} + P_1$$

$$\text{or } P_{1, \max} = 8,92 \bar{w}$$

ce qui donne

$$P_2 = 3,72 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \quad \text{qui donne}$$

$$P_2 = 2791 \text{ mmHg}$$

La hauteur minimale des tubes du manomètre de refoulement doit être donc de 2791 mm

II.5 - Déversoir

La hauteur, la longueur et la largeur du déversoir nous sont imposées par la pompe préconçue pour un banc d'essai.

Le réservoir étant petit, pour ne pas diminuer de sa capacité, il faudra alors mettre le déversoir à l'extérieur du réservoir.

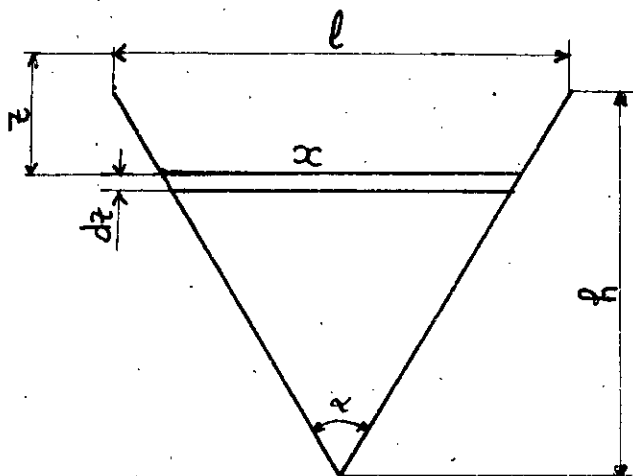
II.5.1 - Calcul de l'échancrure du déversoir

L'échancrure est la partie la plus fonctionnelle du déversoir, son calcul doit tenir compte de tous les facteurs de correction

et sa réalisation doit respecter au mieux les cotes et tolérances.

II.5.1.1 - Théorie approchée du déversoir triangulaire

La vitesse moyenne dans la tranche d'eau de largeur x et de hauteur dz située au dessous de la surface libre à une profondeur z est approximativement



$$v = \sqrt{2gz}$$

si on désigne par μ le coefficient de bébit

appropriée, le débit élémentaire de cette tranche sera :

$$dQ = \mu x dz \sqrt{2gz}$$

$$x = \frac{l}{h} (h-z) \text{ d'où}$$

$$dQ = \mu \frac{l}{h} (h-z) \sqrt{2gz} dz$$

$$Q = \int_0^h \mu \frac{l}{h} (h-z) \sqrt{2gz} dz$$

$$Q = \frac{8}{15} \mu \frac{l}{2} \sqrt{2g} h^{5/2}$$

II.5.1.2 - Formule de Kindsvater (recommandée par ISO)

$$Q = C_e \frac{8}{15} \tan \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} (h + k_h)^{5/2}$$

avec :

h : la charge au dessus de la pointe de l'échancrure

α : Angle d'ouverture de l'échancrure

C_e : Coefficient de débit

Z : hauteur de la pointe de l'échancrure par rapport au fond du déversoir.

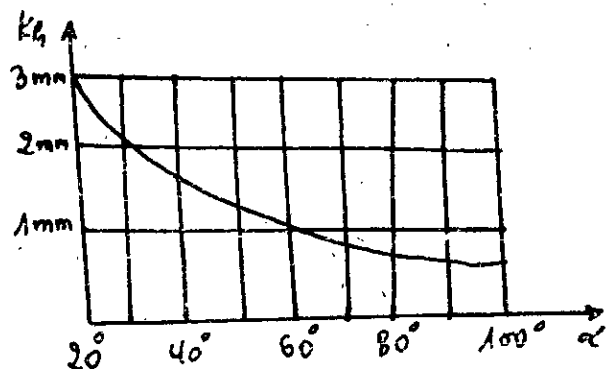
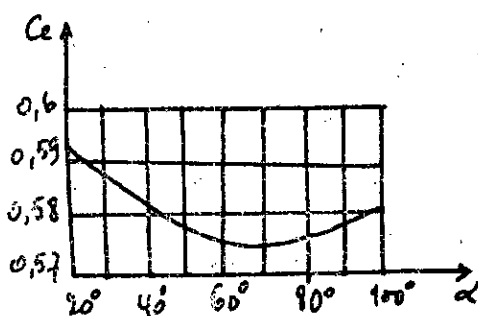
k_h : Largeur tenant compte de l'influence de la tension superficielle et de la viscosité, pour un liquide donné et dans une marge limitée de température, k_h est seulement fonction de α

II.5.1.3 - Limites d'utilisation de la formule de Kindsvater

la charge h ne doit pas être inférieure à 0,006 m

pour :

$$20^\circ < \alpha < 100^\circ \quad \text{et} \quad Z > 0,1 \text{ m}$$



II.5.1.4 - Calcul de la hauteur de charge maximale dans le déversoir

On choisit l'angle d'ouverture de l'échancré α relativement petit pour obtenir une hauteur de charge assez grande.

On prend $\alpha = 45^\circ$

Sur les diagrammes ci-dessus, on relève les valeurs de C_e et k_h ,
soit $C_e = 0,58$ et $k_h = 1,5 \text{ mm}$

Pour obtenir la hauteur de charge maximale, on fait le calcul avec le débit maximal Q_{\max}

on a

$$Q_{\max} = C_e \frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} (h + k_h)^{5/2}$$

$$Q_{\max} = 24 \text{ m}^3/\text{h}$$

d'où

$$h_{\max} = \left(\frac{15 Q_{\max}}{8 C_e \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g}} \right)^{2/5} - k_h$$

$$h_{\max} = 0,17 \text{ m}$$

17 cm est donc une hauteur suffisante pour l'échancrure,
on prendra alors $h = 20 \text{ cm}$

II.5.2 - Etude de la stabilité de l'écoulement

du fluide dans le déversoir

La précision de lecture du déversement (débit) dépend essentiellement de la stabilité de l'écoulement, plus l'écoulement est stable, plus la lecture est précise. Nous avons donc intérêt à stabiliser au mieux l'écoulement surtout, dans la région la plus proche de l'échancrure. Pour y remédier, on calcule la vitesse de déversement et on offrira une section de passage au fluide de telle sorte qu'on ait la vitesse calculée dans la région de l'échancrure

II.5.2.1 - Calcul de la vitesse moyenne de déversement.

L'équation de continuité donne

$$Q = VS$$

Dans l'échancrure, la vitesse moyenne pour le débit maximal de déversement est donnée par est:

$$V_D = \frac{Q_{\max}}{S_E} \quad \text{avec}$$

V_D : vitesse de déversement

S_E : section de l'échancrure pour $h = 0,17 \text{ m}$

$$S_E = \frac{xh}{2}$$

x étant la largeur de l'échancrure

pour $h = 0,17 \text{ m}$

$$x = \frac{l}{H} h$$

$$S_E = \frac{lh^2}{2H}$$

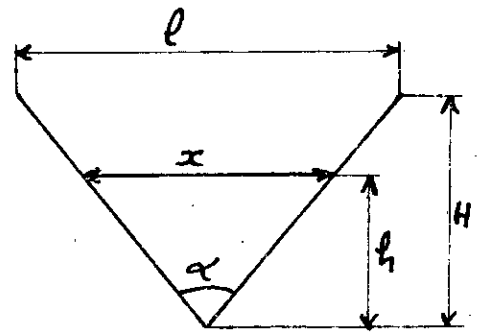
$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{l}{2H} \Rightarrow l = 2H \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

$$S_E = h^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

$$S_E = 0,011 \text{ m}^2$$

$$Q_{\max} = 0,0067 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{d' où } V_D = 0,61 \text{ m/s}$$



II.5.2.2 - Le déversoir et la stabilité de l'écoulement

Généralement, le déversoir est divisé en deux chambres, l'une reçoit le jet de la pompe et l'autre le déverse dans le réservoir. La paroi centrale a pour rôle de stabiliser l'écoulement avant d'arriver dans la région de déversement en lui offrant une section de passage lui permettant de

de diminuer la vitesse

La procédure décrite plus haut ne peut pas s'appliquer au cas qui se présente à nous pour les raisons suivantes.

L'écoulement dans la chambre recevant le jet est libre et très turbulent, ce qui rend l'application de l'équation de continuité à travers la paroi centrale inefficace.

Pour stabiliser l'écoulement donc, il faudra recourir à des solutions pratiques.

En premier, nous avons divisé le déversoir en trois chambres plutôt qu'en deux. Les parois séparant ces chambres servent à stabiliser l'écoulement. Lors des essais, la stabilité est atteinte dans la chambre^{de} déversement mais, des débordements de fluide se produisent dans la chambre recevant le jet. Pour finir avec ce problème, il nous reste qu'à agir au niveau de la conduite de refoulement dont une partie se trouve à l'intérieur du déversoir.

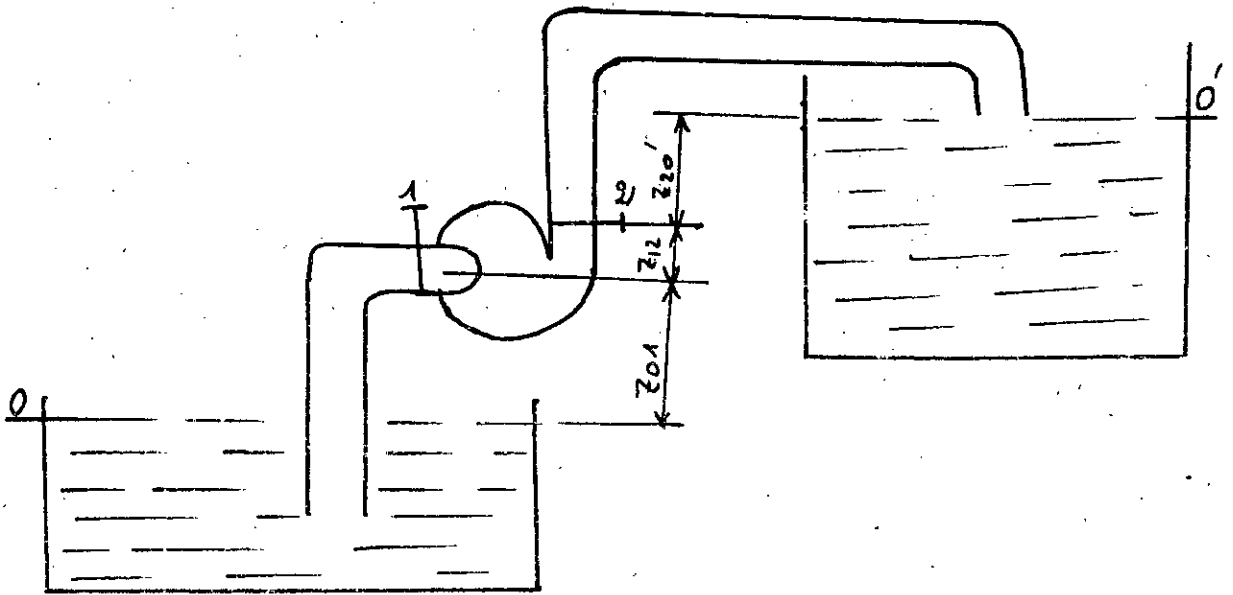
Pour diminuer la vitesse du jet, nous avons pratiqué des ouvertures dans la conduite de refoulement et les débordements sont enfin supprimés, et la stabilité désirée est atteinte.

CHAPITRE III

THEORIE DE BASE DE FONCTIONNEMENT
DES POMPES CENTRIFUGES

III.1. Théorème de Bernoulli

soit le système de pompage ci-dessous



soit les points : 0, 1, 2, 0' points fixes dans l'appareillage, ces points sont traversés par le fluide pompé de façon continue.

Appliquons le théorème de Bernoulli
entre 0 et 1 on a

$$z_0 + \frac{P_0}{\bar{\omega}} + \frac{V_0^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\bar{\omega}} + \frac{V_1^2}{2g} + \Delta h_{01} \quad (1)$$

P_0 : pression atmosphérique qu'on prendra comme origine des pressions.

V_0 : vitesse à la surface libre du réservoir qu'on peut négliger.

Δh_{01} : pertes de charge entre 0 et 1

on aura alors

$$Z_1 + \frac{P_1}{\bar{\omega}} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_0 - \Delta h_{01} \quad (2)$$

entre 2 et 0', on a

$$Z_2 + \frac{P_2}{\bar{\omega}} + \frac{V_2^2}{2g} = Z_{0'} + \frac{P_{0'}}{\bar{\omega}} + \frac{V_{0'}^2}{2g} + \Delta h_{20'} \quad (3)$$

$P_{0'} = P_0$ (origine des pressions)

$V_{0'} = V_0$ (vitesse négligeable)

on aura alors

$$Z_2 + \frac{P_2}{\bar{\omega}} + \frac{V_2^2}{2g} = Z_{0'} + \Delta h_{20'} \quad (4)$$

En appelant E_1 et E_2 les énergies totales de l'unité de poids du fluide à l'entrée et à la sortie de la pompe, on aura

$$E_2 - E_1 = (Z_{0'} - Z_0) + (\Delta h_{20'} + \Delta h_{01}) \quad (5)$$

C'est la différence d'énergie entre la sortie et l'entrée de la pompe. Cette énergie est celle fournie à la roue par le moteur et elle représente la hauteur d'élevation de la pompe.

III.2 - Hauteurs, débits, puissances et rendements.

III.2.1 - Hauteur d'aspiration d'une pompe

C'est la hauteur de pression dans la section de la tubulaire d'aspiration.

$$H_a = \frac{P_1}{\bar{w}}$$

III.2.2 - Hauteur de refoulement d'une pompe

C'est la hauteur de pression dans la section de la tubulaire de refoulement.

$$H_r = \frac{P_2}{\bar{w}}$$

III.2.3 - Hauteur d'élévation d'une pompe

C'est l'accroissement d'énergie du liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe, rapporté à l'unité de poids du liquide

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\bar{w}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1)$$

III.3.1 - Débit théorique

Le débit théorique Q_{th} est celui qu'assurerait une pompe parfaitement étanche intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique.

III.3.2 - Débit nominal

Le débit nominal Q_n d'une pompe est l'intensité du

courant obtenue en élevant le liquide à la hauteur nominale H_n pour une vitesse de rotation nominale.

III.3.3 - Débit interne

Le débit interne Q_i d'une pompe est égal à l'intensité du courant dans la section de sortie de la roue.

Il est pris comme base de calcul des turbopompe.

III.3.4 - Débit réel

Le débit réel est celui disponible à l'orifice de refoulement d'une pompe augmenté du débit indispensable au refroidissement des paliers et presses étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

III.4.1 - Puissance absorbée

C'est la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe.

$$P_a = \frac{\bar{\omega} Q_r H}{\eta_g}$$

III.4.2 - Puissance effective

La puissance effective P_e d'une pompe de débit effectif Q_r et de hauteur d'élévation effective H s'exprime par

$$P_e = \bar{\omega} Q_r H$$

III.5.1 - Rendement hydraulique

C'est le rapport entre les hauteurs d'élevation effective et théorique

$$\eta_R = \frac{H}{H_{th}}$$

III.5.2 - Rendement volumétrique

C'est le rapport entre les débits effectif et interne

$$\eta_V = \frac{Q_r}{Q_i}$$

III.5.3 - Rendement interne

il est défini par :

$$\eta_i = \eta_R \cdot \eta_V$$

III.5.4 - Rendement mécanique

Le rendement mécanique est le rapport de la puissance absorbée par la roue et la puissance sur l'arbre.

$$\eta_m = \frac{P_a - P_m}{P_a}$$

III.5.5 - Rendement global

C'est le rapport entre la puissance effective et la puissance sur l'arbre

$$\eta_g = \frac{P_e}{P_a}$$

III.6.1 - Théorème de Bernoulli en mouvement relatif pour une rotation uniforme

Considérons le mouvement relatif du fluide par rapport aux aubes mobiles comme mouvement permanent on peut alors, compte tenu de cette circonstance appliquer à un filet fluide une généralisation du théorème de Bernoulli, au cas du mouvement relatif, le mouvement d'entraînement est une rotation uniforme.

Le théorème de Bernoulli n'est autre chose que la traduction du théorème des forces vives de la mécanique générale, qui exprime que l'accroissement de l'énergie d'une particule est égal au travail des forces agissant sur elle. Dans le cas présent, ce travail est surtout celui des forces de pression, le travail des forces de pesanteur étant en général négligeable à la traversée d'une roue de turbomachine, ceci donne

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0$$

D'après les théorèmes généraux de la mécanique sur le mouvement relatif, on sait qu'on peut appliquer les mêmes équations qu'en mouvement absolu, mais en ajoutant aux forces qui agissent sur le système, deux forces fictives.

La première est la force d'inertie du mouvement d'entraînement, la seconde est la force dite de Coriolis dont l'expression

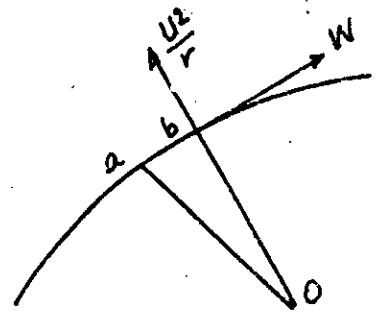
est :

$$2\vec{\omega} \wedge \vec{W}$$

dans laquelle ω est la vitesse de rotation instantanée du

mouvement d'entraînement et W la vitesse relative de la particule considérée. La force de Coriolis est à la fois perpendiculaire à w et W .

Dans un mouvement de rotation uniforme, la force d'inertie d'entraînement est la force centrifuge, c'est à dire $\frac{U^2}{r}$ par unité de masse.



Considérons une ligne de courant en mouvement relatif permanent et la vitesse relative correspondante W et si on applique le théorème des forces vives à un intervalle infinitesimal ab , la variation de l'énergie cinétique est $d(\frac{W^2}{2})$. Le travail des forces comprend celui des forces de pression $-\frac{dp}{\rho}$ comme dans le cas du mouvement absolu, celui des forces centrifuges et celui de la force de Coriolis.

Le travail de la force centrifuge est :

$$\frac{U^2}{r} dr = d\left(\frac{U^2}{2}\right), \quad U : \text{vitesse d'entraînement}$$

Le travail de la force de Coriolis est nul, celui-ci étant en tout point perpendiculaire à W et w on a donc

$$d\left(\frac{W^2}{2}\right) = -\frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{U^2}{2}\right)$$

$$d\left(\frac{W^2 - U^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (6)$$

c'est l'expression du théorème de Bernoulli en mouvement relatif, dans le cas d'une rotation uniforme pour un fluide parfait

$$\left(\frac{W^2 - U^2}{2g} \right) + \frac{P}{\bar{\omega}} = \text{cte}$$

La force de pesanteur négligée

Pour un fluide réel entre deux points 1 et 2 successifs dans le sens du courant, cas de la roue d'une pompe.

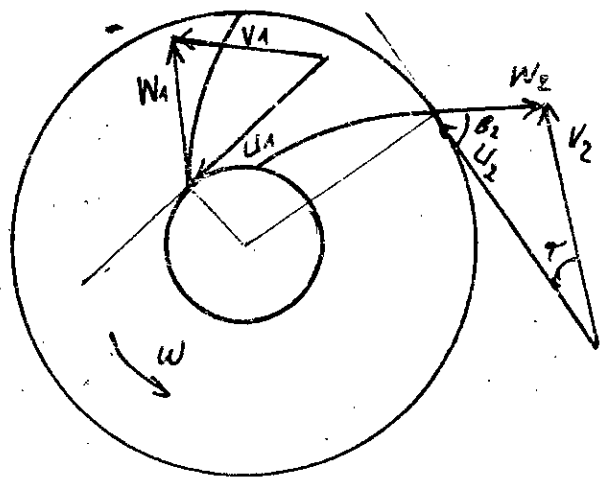
$$\left(\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\bar{\omega}} \right) - \left(\frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\bar{\omega}} \right) = \Delta h_{12} \quad (7)$$

Δh_{12} étant les pertes de charge entre ces deux points.

III. 6.2. - Application au mouvement du fluide à l'intérieur de la roue de pompe centrifuge

Nous désignerons par V les vitesses absolues, W les vitesses relatives et U les vitesses d'entraînements

À l'entrée et à la sortie de la roue, ces vitesses forment deux triangles appelés triangles des vitesses.



$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1$$

$$\vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$$

En appliquant le théorème de Bernoulli en mouvement relatif entre l'entrée et la sortie de la roue, et en négligeant l'influence de la pesanteur, on a

$$\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\bar{w}} = \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\bar{w}} + \Delta h_{12} \quad (8)$$

Dans les triangles des vitesses, on a la relation géométrique

$$W^2 = U^2 + V^2 - 2UV \cos \alpha$$

d'où

$$\frac{V_2^2}{2g} - \frac{U_2 V_2 \cos \alpha_2}{g} + \frac{P_2}{\bar{w}} = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{U_1 V_1 \cos \alpha_1}{g} + \frac{P_1}{\bar{w}} + \Delta h_{12} \quad (9)$$

Dans la roue, on aura

$$E_2 - E_1 - \Delta h_{12} = \frac{1}{g} [U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1] \quad (10)$$

$E_2 - E_1 - \Delta h_{12}$ est la hauteur de charge H et si on lui enlève les pertes de charges, on trouve H_{th} d'où

$$H_{th} = \frac{1}{g} [U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1] \quad (11)$$

c'est l'expression du théorème d'Euler appliquée à la roue centrifuge.

En l'absence de prérotation ($\alpha_1 = 90^\circ$), c'est le cas pour la pompe 40-NVA-150-5, la formule devient

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 V_2 \cos \alpha_2, \quad V_2 \cos \alpha_2 = V_{2u}$$

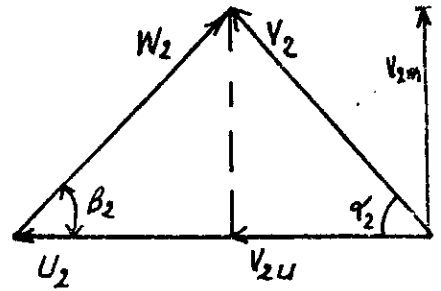
$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 V_{2u}$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{V_2 \sin \alpha_2}{U_2 - V_{2u}}$$

$$U_2 - V_{2u} = \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

ce qui donne

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 \left(U_2 - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (12)$$



Données relevées sur le dessin de la roue

$\beta_2 = 14^\circ$ (angle d'inclinaison de l'aube)

$r_2 = 75 \text{ mm}$ (rayon extérieur de la roue)

$b_2 = 4,5 \text{ mm}$ (largeur de la roue à $d = 150 \text{ mm}$)

$\eta = 6$ (nombre d'aubes)

$e_2 = 4 \text{ mm}$ (épaisseur de l'aube)

on a

$$V_{2m} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 k_2} \quad \text{avec}$$

$$k_2 = 1 - \left[\frac{\eta e_2}{2\pi r_2 \sin \beta_2} \right]$$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 N}{60}$$

$$H_{th} = 52,9 - 6362,6 Q \quad (\text{Equation d'une droite})$$

$$Q = 0 \quad \Rightarrow \quad H_{th} = 52,9 \text{ m} \quad (\text{hauteur théorique maximale})$$

$$H_{th} = 0 \quad \Rightarrow \quad Q_m = 29,9 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\text{débit maximal})$$

Le tracé de la courbe $H_{th} = f(Q)$ se fera après les calculs des pertes.

III. 6.3 - Pertes énergétiques dans une pompe

Les pertes hydrauliques dans une pompe dépendent surtout des pertes dans la roue et les éléments d'adduction du liquide à la roue et de décharge.

III. 6.3.1 - Pertes hydrauliques et rendement hydraulique

Les pertes hydrauliques dans une pompe comprennent en particulier celles provoquées par :

- Les résistances hydrauliques dans les canaux entre les aubes consécutives de la roue et entre les ailettes de la directrice.
- La formation de tourbillons et de courants de retour.

Les pertes hydrauliques dépendent de la configuration des surfaces limitant le liquide en mouvement et de la rugosité de ces surfaces.

Le rendement hydraulique η_h diminue avec la réduction des dimensions de la pompe, la vitesse de rotation n restant la même

Le rendement hydraulique η_h est en général déterminé expérimentalement.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges à vitesse spécifique faible ou moyenne peut être, en première approximation, calculé au moyen de la relation expérimentale de A.A. LOMAKINE

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log d_{red} - 0,172)^2} \quad (13)$$

où d_{red} est exprimé en mm.

Le diamètre réduit est donné par la formule de Soukhanov

$$d_{red} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{Q/n} \quad (14)$$

où Q est le débit de la pompe en m^3/s et

n la vitesse de rotation en tr/mn

$$d_{red} = 4,5 \cdot 10^3 \cdot 0,07 \sqrt[3]{Q}$$

$$d_{red} = 315 \sqrt[3]{Q}$$

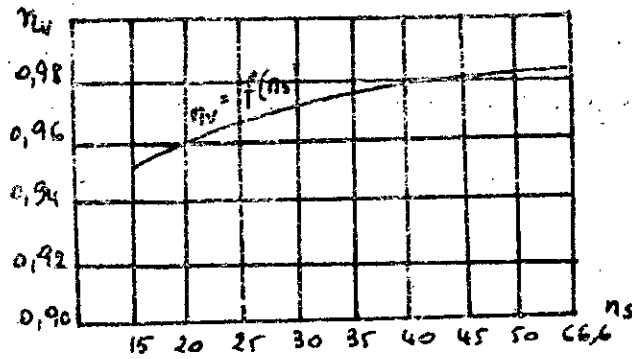
$$\eta_h = \frac{0,42}{(\log 315 \sqrt[3]{Q} - 0,172)^2} \quad (15)$$

III. 6.3.2 - Pertes volumétriques et rendement

Les pertes volumétriques comprennent :

- Les écoulements de retour Q_s entre les bagues d'étanchéité
- Les écoulements Q_o par les orifices du flasque arrière de la roue, qui équilibre la poussée axiale.
- L'écoulement en dessous du disque d'équilibrage de la poussée axiale.
- Les fuites par les presses-étoupe
- Le prélèvement du liquide pour le refroidissement des paliers et des presses-étoupe.

Le rendement volumétrique η_v des pompes centrifuges à vitesse spécifique n_s faible et moyenne, en fonction de n_s , est représenté par le diagramme suivant.



III.6.3.3 - Pertes dues au frottement des disques tournants de la roue

Les pertes dues au frottement des disques tournant de la roue se rangent parmi les pertes mécaniques internes les plus importantes.

La puissance absorbée par ces pertes peut être calculée à l'aide de la formule approximative suivante

$$P_{fr} = 1,25 \cdot 10^{-7} \eta^3 d_2^5 \quad (\text{kw}) \quad (16)$$

où η (tr/mn) et d (m)

$$\eta = 2900 \text{ tr/mn}$$

$$d_2 = 150 \text{ mm}$$

$$P_{fr} = 0,23 \text{ kw}$$

III.6.3.4 - Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques comprennent les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presses-étoupe et les paliers.

La puissance perdue dans ces frottements est évaluée à

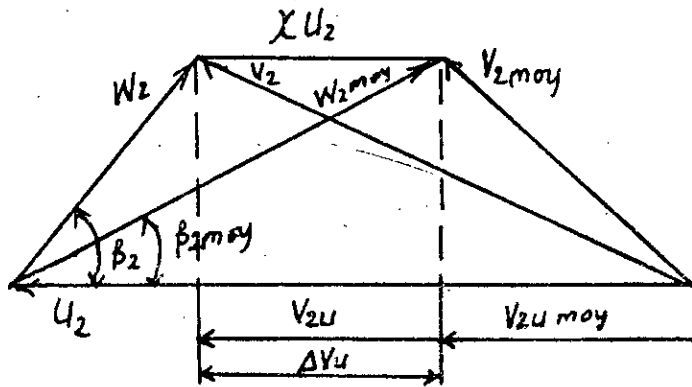
$$P_m = 0,4\%$$

III.6.3.5 - Hauteur théorique interne.

si dans l'établissement de la hauteur théorique, v_1 et v_2 désignent les vitesses absolues réelles de toutes les particules liquide et α_1 et α_2 leurs vraies directions, cette hauteur sera la vraie hauteur théorique de la pompe ou hauteur interne. Du fait de l'existence d'un nombre fini d'aubes, les filets sont moins guidés et causent un écart entre l'angle moyen de sortie et l'angle β_2 des aubes. Cet écart est général et se produit dans tous les aubages fixes ou mobiles

$$s = \beta_2 - \beta_{2\text{moy}} \quad (17)$$

s est la déviation angulaire dépendant du nombre d'aube, de l'angle β_2 et varie avec le débit



Pfleiderer suppose que l'écart Δv_u est proportionnel à la vitesse périphérique U_2 et établit la formule donnant la hauteur théorique interne

$$H_{thi} = \frac{1}{1+P} H_{th} \quad (18)$$

$$P = \psi \frac{r_2^2}{z \cdot s} \quad (19)$$

$$s = 0,5 (r_2^2 - r_1^2) \quad (20)$$

$$\psi = 0,6 (1 + \sin \beta_2) \quad (24)$$

r_1 et r_2 sont respectivement les rayons intérieurs et extérieurs de la roue. z est le nombre d'aubes.

pour $Q = Q_{\max}$

$$H_{ch} = 0 \text{ et}$$

$$H_{chi} = 0$$

$$S = 10937,5$$

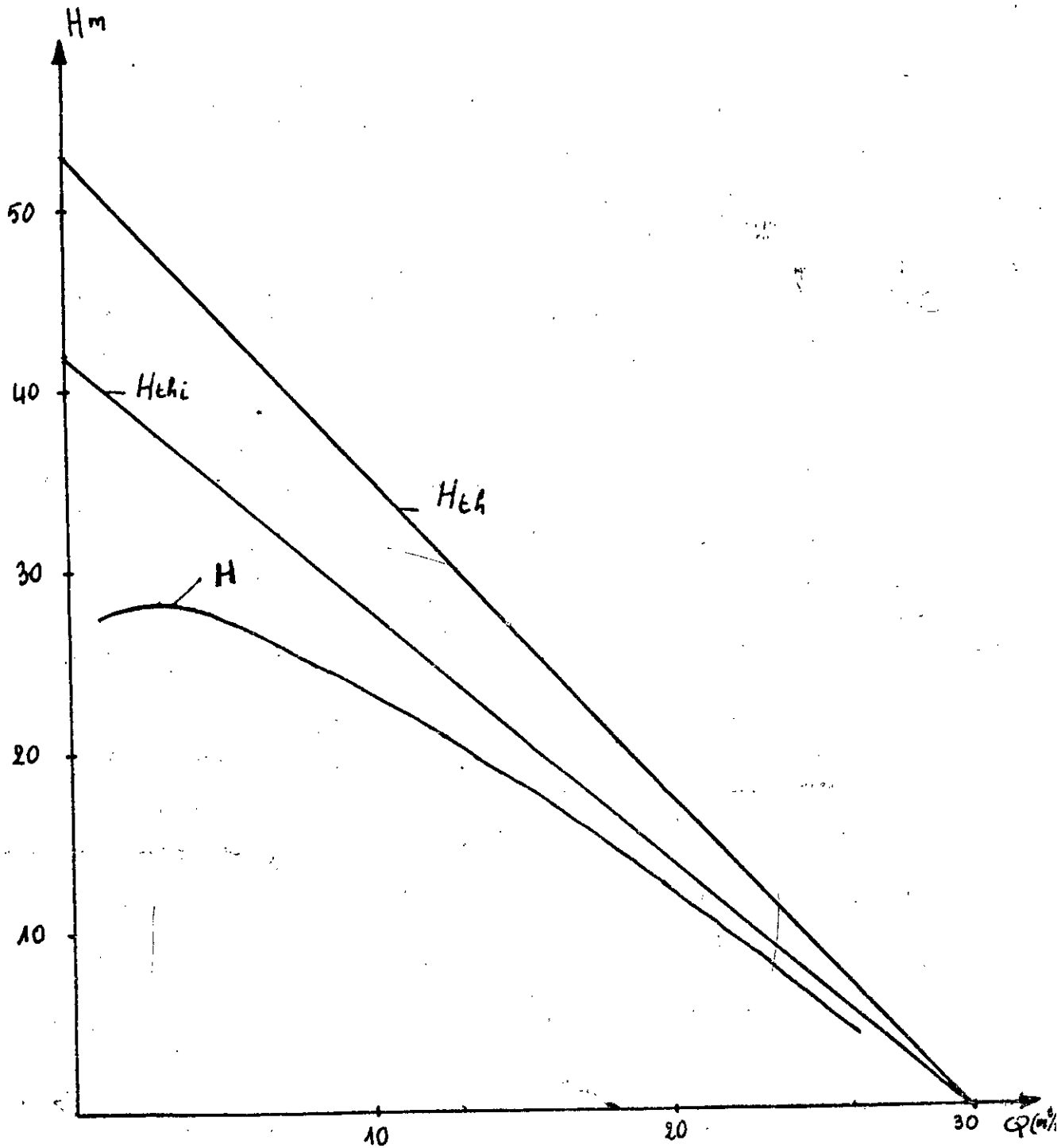
$$\psi = 0,73$$

$$P = 0,27$$

d'où pour $Q = 0$

$$H_{chi} = \frac{1}{1+0,27} \cdot 52,9$$

$$H_{chi} = 41,65 \text{ m}$$



$$H = \eta_v H_{thi}$$

$$H_{thi} = \frac{1}{1+p} H_{th}$$

Remarquons que ces courbes tracées à l'aide des formules théoriques avec des paramètres pratiques ne sont qu'une approche des courbes théoriques obtenues par le constructeur.

CHAPITRE IV

LA CAVITATION

IV.1. Définition :

Dans écoulement liquide, on entend par cavitation la formation de bulles de vapeur due à une ébullition provoquée par la chute de pression locale. La pression d'initiation du phénomène est égale à la tension de vapeur.

A son début la cavitation est caractérisé par la naissance de bulles qui se déplacent et implosent dans le liquide lorsque la pression remonte

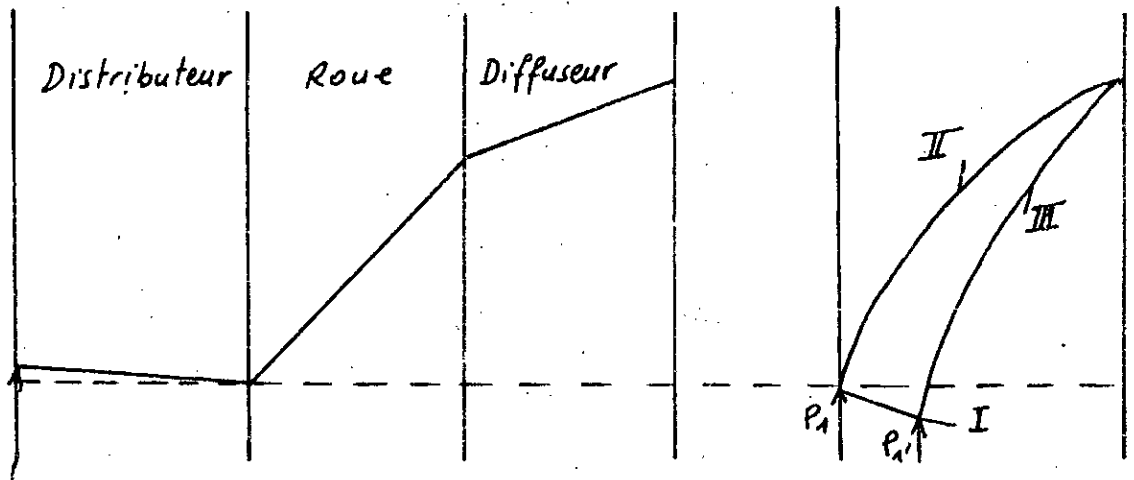
IV.2. Effet de la cavitation

La cavitation perturbe profondément le fonctionnement des pompes. Ses effets marquent à la fois sur les caractéristiques de fonctionnement et sur la tenue mécanique du matériau. Du point de vue mécanique, ils sont essentiellement liés à la recondeusation qui se produit lorsque la pression remonte. La recondeusation est un phénomène d'implosion brutal conduisant à la création locale de jets liquides de grande vitesse. A ces implosion, sont associées une érosion, un bruit et de vibrations caractéristiques du phénomène cavitation.

IV.3. Zone de pression minimale

considérons l'évolution de la pression moyenne dans une pompe. La pression moyenne la plus faible, soit P_1 , régné évidemment à l'entrée du rotor, lorsqu'aucune énergie n'a encore été transmise au fluide. La pression P_1 n'est cependant pas la pression locale minimale dans la pompe. On sait en effet que, du fait de la transmission d'énergie par les aubages, les pressions évoluent différemment sur les deux faces de ces aubages et qu'en particulier il existe une zone en forte dépression sur les faces arrière, au voisinage du bord d'entrée. C'est au niveau de cette zone qu'il y a risque de voir naître la cavitation.

Evolution de la pression dans une pompe



I: zone de pression minimale

II: face avant

III: face arrière

La formule de Bernoulli en mouvement relatif entre l'entrée du rotor et la zone de pression minimale nous donne

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{W_1^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} + g z_1 = \frac{P_1'}{\rho} + \frac{W_1'^2}{2} + \frac{U_1'^2}{2} + g z_1' + \Delta h_{11'} \quad (1)$$

Les points 1 et 1' étant rapprochés l'un de l'autre, ceci nous permet de négliger U, z et Δh , on obtient enfin

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{W_1'^2 - W_1^2}{2} = \lambda \frac{W_1^2}{2}$$

avec

$$\lambda = \left(\frac{W_1'}{W_1} \right)^2 - 1. \quad \text{Pour la pompe centrifuge } \lambda = 0,18$$

IV.4 - Critère de non cavitation

Appliquons la formule de Bernoulli en écoulement absolu au distributeur, on obtient.

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + g z_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 + \Delta h_{01} \quad (2)$$

Introduisons $\frac{\Delta P}{\rho}$ dans cette équation et on aura

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + g z_0 = \frac{P_1'}{\rho} + \lambda \frac{W_1^2}{2} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 + \Delta h_{01} \quad (3)$$

Retranchons au deux membres la tension de vapeur

$$\frac{P_0 - P_v}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} = \frac{P_1' - P_v}{\rho} + \lambda \frac{W_1^2}{2} + \frac{V_1^2}{2} + \Delta h_{01} + g(z_1 - z_0) \quad (4)$$

la condition de non cavitation est: $P_1' - P_v > 0$

Ce qui donne

$$\underbrace{\frac{P_0 - P_v}{\rho} + \frac{v_0^2}{2}}_{(NPSE)_{disp}} > \underbrace{\frac{v_1^2}{2} + \lambda \frac{w_1^2}{2} + g(z_1 - z_0) + \Delta h_{01}}_{(NPSE)_{req}} \quad (5)$$

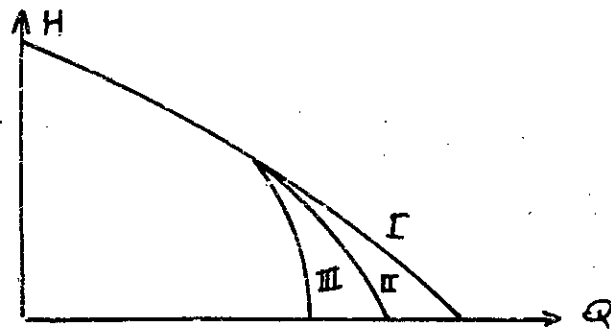
NPSE : Net positive suction énergie

la condition de non cavitation s'écrit donc :

$$(NPSE)_{disp} > (NPSE)_{req}$$

IV.5 - Effet de la cavitation sur la caractéristique énergétique

Considérons une pompe centrifuge aspirant de l'eau à la pression atmosphérique et relevant sa caractéristique énergétique $H = f(Q)$ avec une valeur de $(NPSE)_{disp}$ suffisante pour que la cavitation n'apparaisse pas. Portons les résultats obtenus sur la figure. Refaisons ainsi cette opération en diminuant le $(NPSE)_{disp}$ à l'entrée de la pompe par exemple en augmentant la hauteur d'aspiration z_s . On sait cas II et III qu'à débit cette opération finit par conduire à l'établissement du régime de cavitation et ce à débit d'autant que z_s est élevée. Dès l'apparition de la cavitation, la caractéristique de la pompe se détache de la courbe normale pour s'effondrer assez rapidement, courbe II et III



I: fonctionnement normal (z_{s1})

II: fonctionnement avec cavitation ($z_{s2} > z_{s1}$)

III: fonctionnement avec cavitation ($z_{s3} > z_{s2}$)

z_s : hauteur d'aspiration

IV.6 - Hauteur maximale d'aspiration d'une pompe

On définit la hauteur maximale d'aspiration d'une pompe comme celle à partir de laquelle la cavitation apparaît au point d'adaptation. Compte tenu du critère, on peut donc écrire

$$g z_{s \max} = \frac{P_1 - P_v}{\rho} - (NPSE)_{\text{req}} - \Delta h_{\text{on}}$$

On constate que le concept de hauteur maximale d'aspiration n'est pas une caractéristique intrinsèque d'une pompe, puisqu'il combine des grandeurs se rapportant non seulement à la pompe mais aussi à la condition d'aspiration.

CHAPITRE V

EXPERIMENTATION

V.1 - Tracé des courbes caractéristiques :

$$H = f(Q), \quad P = f(Q), \quad \eta = f(Q) \quad \text{et} \quad (NPSE)_{req} = f(Q)$$

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\bar{w}} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (\text{voir III.2.3})$$

$$P = \bar{w} Q H \quad (\text{voir III.4.2})$$

$$\eta = \frac{P}{P_a} \quad (\text{voir III.5.5})$$

$$(NPSE)_{re} = \frac{V_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g} + (z_1 - z_0) + \Delta h_{01} \quad (\text{voir IV.4. eq 5})$$

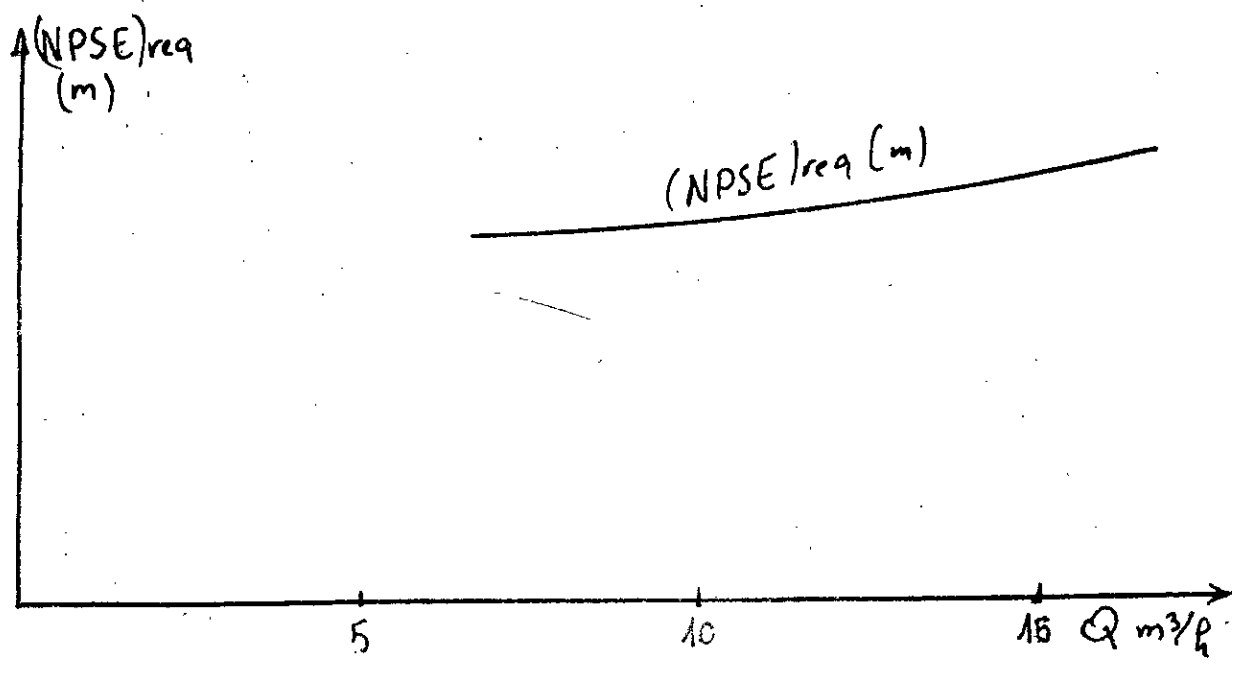
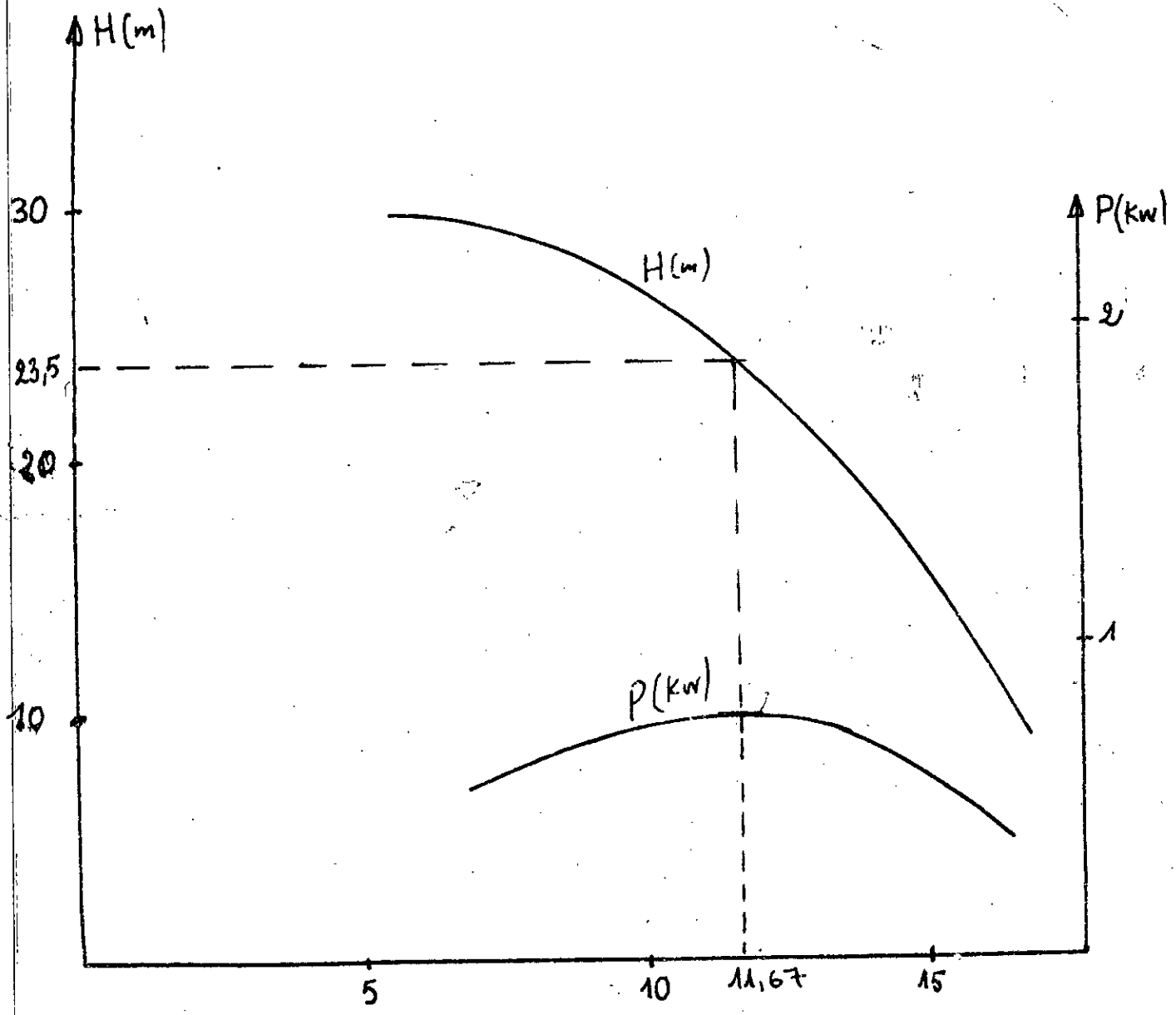
Pour chaque débit Q les manomètres du banc d'essai mesurent P_1 et P_2

Les résultats moyens obtenus sont classés dans le tableau ci-dessous

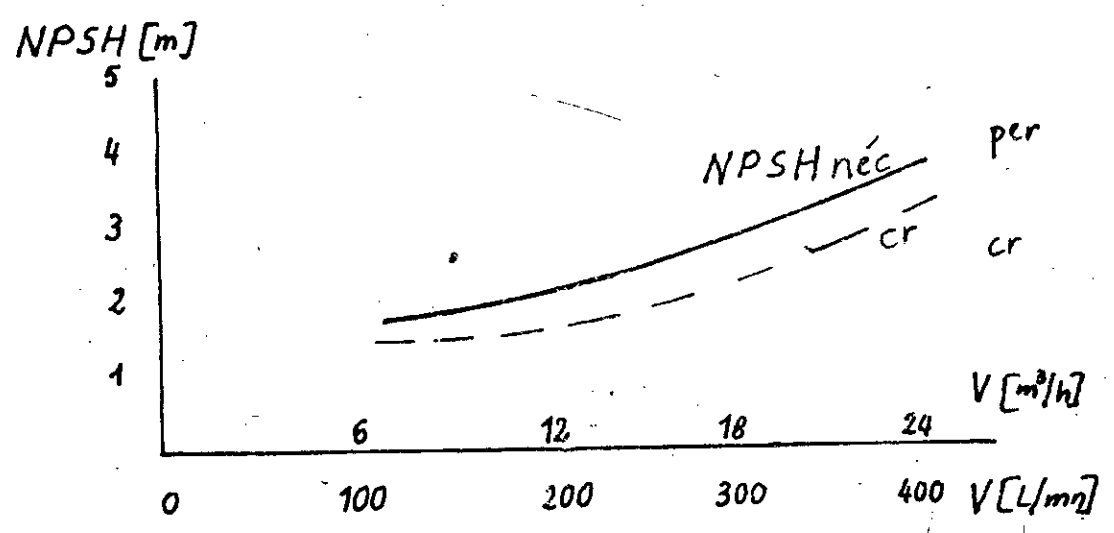
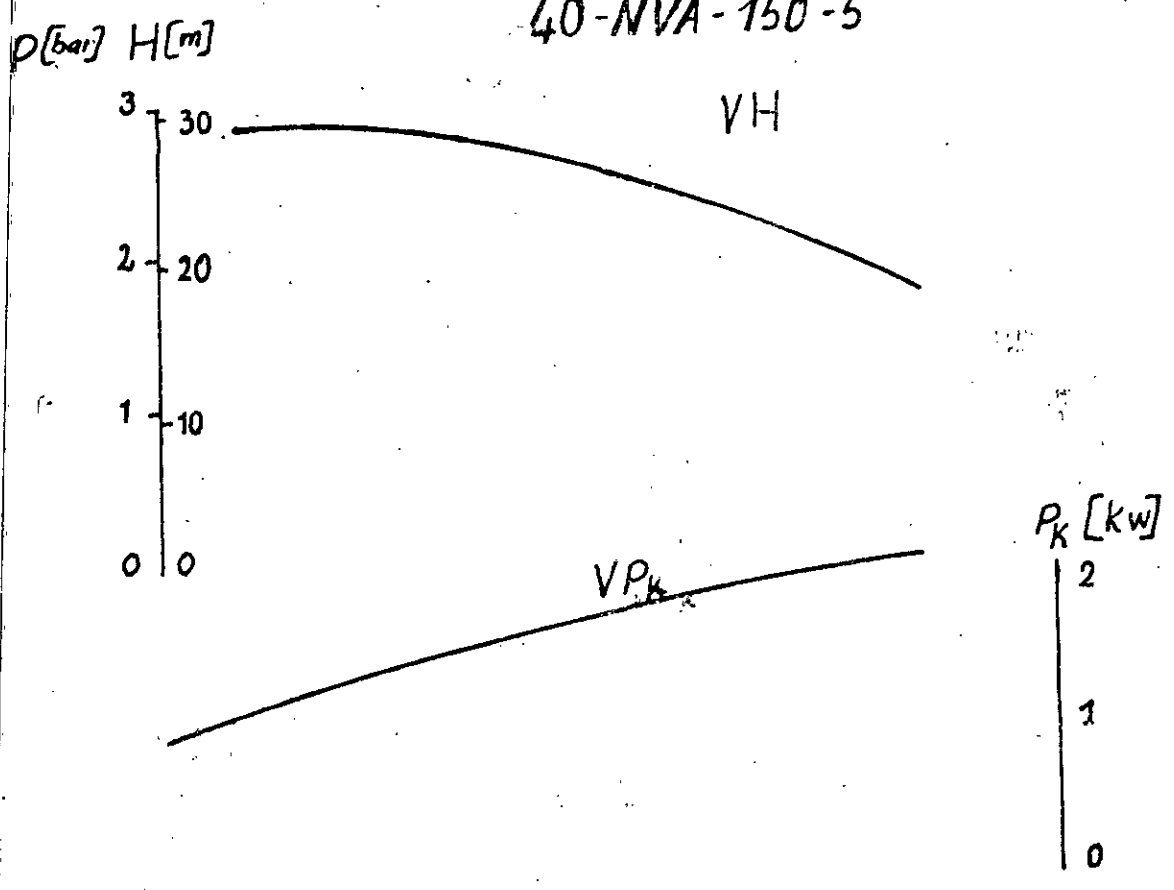
Remarque : les pressions sont données en mm Hg et le débit est donné en hauteur de charge h puis calculé à l'aide de la formule suivante.

$$Q = C_e \cdot \frac{8}{15} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} (h + h_0)^{3/2}$$

| Débit Q (m^3/s) | Dépression P_1 (bar) | Pression P_2 (bar) | $\Delta P = P_2 - P_1$ (bar) | Charge H (m) | Puissance P (kW) | Rendement η | (N.P.S.E.) _{req} (m) |
|--------------------------|---------------------------|-------------------------|---------------------------------|-------------------|-----------------------|---------------------|----------------------------------|
| 0,00466 | - 0,44 | 0,25 | 0,69 | 7,6 | 0,35 | 0,19 | 5,94 |
| 0,00427 | - 0,38 | 1,04 | 1,42 | 14,87 | 0,62 | 0,33 | 5,75 |
| 0,00390 | - 0,30 | 1,43 | 1,73 | 17,92 | 0,68 | 0,37 | 5,58 |
| 0,00355 | - 0,28 | 1,78 | 2,06 | 21,19 | 0,74 | 0,40 | 5,44 |
| 0,00324 | - 0,22 | 2,07 | 2,29 | 23,45 | 0,74 | 0,405 | 5,31 |
| 0,00292 | - 0,19 | 2,32 | 2,51 | 25,62 | 0,73 | 0,39 | 5,21 |
| 0,00263 | - 0,17 | 2,44 | 2,61 | 26,59 | 0,69 | 0,37 | 5,12 |
| 0,00236 | - 0,14 | 2,60 | 2,74 | 27,87 | 0,64 | 0,34 | 5,04 |
| 0,00207 | - 0,13 | 2,73 | 2,86 | 29,05 | 0,59 | 0,32 | 4,96 |
| 0,00188 | - 0,09 | 2,82 | 2,91 | 29,53 | 0,54 | 0,29 | 4,92 |



40-NVA-150-5



TOURS 2900 T/mn ROUE CENTRIFUGE ϕ 150

| | TUBULAIRE D'ASPIRATION | TUBULAIRE DE REFOULEMENT |
|------------|------------------------|--------------------------|
| D [mm] | 50 | 40 |
| PN [bar] | 10 | 10 |

V.2 - Confrontation de nos résultats à ceux du constructeur

Observons les courbes représentées en page 44 (courbes représentant nos essais) et page 45 (courbes représentant les essais du constructeur) et comparons les résultats.

a - Hauteurs de charge

La hauteur de charge maximale est atteinte à une petite différence près pour un même débit dans les deux cas.

La hauteur nominale par contre, est retrouvée égale à 23,5m mais pour un débit très inférieur.

b - Les débits

Le débit nominal et le débit maximal sont retrouvés par nos essais avec un écart par défaut de plus de 60%.

c - Les courbes de puissance et rendement.

La puissance et le rendement ne peuvent pas être retrouvés égaux à celles du constructeur puisque celles-ci sont calculées avec un débit déjà retrouvé inférieur à Q_n et Q_{max} .

d - La courbe $(NPSE)_{req}$

Cette courbe ne représente pas seulement la caractéristique de la pompe mais de toute l'installation d'aspiration.

Si notre courbe présente des valeurs supérieures à celles du constructeur, c'est surtout parce que notre installation d'aspiration présente des pertes de charge plus importantes.

V.2.1 - Conclusion

Pour conclure, sachant que le débit est la cause essentielle qui l'allure de nos courbes par rapport

à celles du constructeur, on admet que :

soit le déversoir n'est pas précis ou la pompe ne débite pas réellement un débit maximal de $24 \text{ m}^3/\text{h}$

Il serait plus aisé d'affirmer que cette pompe ne débite pas réellement $24 \text{ m}^3/\text{h}$ si l'on pouvait le vérifier avec un autre débit-mètre mais, nous continuons à soutenir que les mesures faites avec le déversoir ne peuvent pas faire l'objet d'une erreur de $6 \text{ m}^3/\text{h}$ vue la précision de construction de son échaucrure et la stabilité de l'écoulement du fluide dans la chambre de déversement.

V.3. Essai de cavitation

la cavitation est mise en évidence pour le débit de $0,0016 \text{ m}^3/\text{s}$ et la dépression de $-630 \text{ mmHg} = 0,84 \text{ bar}$

Au début, la cavitation se manifeste par le changement du bruit de la pompe, et si on diminue le débit avec la vanne de la conduite de refoulement ou si on augmente les pertes de charges à l'aspiration, à l'aide de la vanne de la conduite d'aspiration, la cavitation apparaît nettement et se manifeste avec un bruit plus fort et des vibrations visibles.

V.4 - Exemple de TP

Tracé des courbes caractéristiques

$$H = f(Q) \quad , \quad P = f(Q) \quad \text{et} \quad \eta = f(Q)$$

V.4-1 - Mode opératoire

- Purger les manomètres s'ils contiennent de l'air
- Ouvrir à fond la vanne de la conduite de refoulement
- fermer jusqu'à la butée la vanne de la conduite d'aspiration
- Vérifier si la pompe est pleine d'eau si non la remplir
- Brancher l'électricité et mettre en marche
- Ouvrir doucement la vanne de la conduite d'aspiration jusqu'à la butée.
- Mesurer la hauteur de charge (débit) dans le déversoir et les pressions dans les manomètres.
- A l'aide de la vanne de la conduite de refoulement diminuer le débit en faisant baisser la hauteur de charge dans le déversoir de 5 mm et reprendre les mesures de pression après stabilité.
- Répéter l'opération en baissant à chaque fois la hauteur de charge dans le déversoir de 5 mm et en mesurant à chaque fois les pressions à l'entrée et à la sortie de la pompe
- A la fin des essais, fermer la vanne de la conduite d'aspiration, mettre la pompe à l'arrêt et enfin débrancher l'électricité.

4-2 Résultats : voir page 42-43 et 44.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Au début de cette étude, on s'est fixé comme but de réaliser un banc d'essai de pompe centrifuge et de vérifier les performances de la pompe 40-NVA-150-5.

Ce banc d'essai réalisé, reste incomplet pour effectuer tous les essais de pompe centrifuge (exemple : essais à vitesse de rotation variable) mais demeure performant pour l'analyse des caractéristiques essentielles d'une pompe et permet sur le plan pédagogique de pratiquer de TP.

La vérification des performances de la pompe 40-NVA150-5 nous a amené à trouver une défaillance au niveau du débit. Cette défaillance de débit due à des défauts de fabrication tel l'état de surface rugueux peut être justifié surtout par des pertes volumétriques importantes. Comme les pertes par fuite vers l'extérieur à travers les coussinets et presses-étoupe ne sont aussi importantes, on conclut alors, que ces pertes volumétriques sont essentiellement des pertes dues aux écoulements de retour à travers la bague d'étanchéité.

Pour l'utilisation du banc, il sera intéressant d'augmenter la capacité du réservoir et la hauteur de la conduite d'aspiration pour rendre la vanne de cette conduite plus utilisable. Il sera plus intéressant encore d'adapter un procédé permettant de mesurer la puissance sur l'arbre ne serait ce que un branchement pour un wattmètre qui mesurera la puissance électrique absorbée par le moteur.

BIBLIOGRAPHIE

- Turbomachines hydrauliques et thermique tome 2
de M. Sedille
- Turbopompe (théorie - tracé et construction)
de A. T. Trokolanski
- Cours de Mr Khemis
- Technique de l'ingénieur B470
- Hydraulique générale
de M. Carlier

