

4/78

ix

PROJET DE FIN D'ÉTUDES PRÉSENTÉ PAR :

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية

— المكتبة —

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

BIBLIOTHÈQUE

A. BELLAMINE

A. BELKACEMI

STATION DE POMPAGE

2 PLANS

PROPOSE PAR :

S. N. E. D.

DIRIGÉ PAR :

M^r I. TUDOR

PROMOTION JUIN 1978

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Université d'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département: G. MECANIQUE

Projet de fin d'études présenté par :

et A. BELLAMINE
A. BELKACEMI

STATION DE POMPAGE

Sujet proposé par :

LA S.N.E.D

dirigé par :

M^r Y. TUDOR

— Juin 1978 —

A mes Parents
mes frères et sœurs
mes Cousins
mes Amis

A. BELKACEMI

A mes Parents
mes sœurs et mon frère
et à Fatma et Mohammed

A. BELLAMINE.

- REMERCIEMENTS -

La réalisation de ce projet a été facilité par l'aide de Monsieur TUDOR que nous tenons à remercier pour tous les conseils qu'il nous a donnés tout au long de cette étude.

Par ailleurs, nous tenons à remercier Monsieur DELBUS Professeur au département G. Chimique et Monsieur SEKKAL Directeur de l'unité graphique SNED qui nous a facilité le tirage.

En outre, nous remercions, tous nos Professeurs qui ont contribué à notre formation

PLAN DE L'ETUDE

<u>Chapitres :</u>	Pages
0 - INTRODUCTION	1 à 6
I - CALCUL ET TRACÉ DE LA TUYAUTERIE	8
1.1 : calculs préliminaires	7
1.2 : Aspiration	11
1.3 : Refoulement	14
1.4 : calcul de la perte totale	14
1.5 : calcul de l'épaisseur des tuyaux	14
II - CALCUL DE LA POMPE	16
2.1 : Données	19
2.2 : calcul et tracé de la roue	34
2.3 : calcul et tracé de la volute	38
2.4 : calcul des pertes hydrauliques	41
2.5 : calcul des pertes volumétriques	43
2.6 : calcul des pertes mécaniques	43
2.7 : Détermination des caractéristiques de la pompe	44
2.8 : Trace des courbes des rendements	47
2.9 : calcul de la poussée axiale	50
2.10 : calcul mécanique	53
III - CALCUL DE LA CUVE HYDROPNEUMATIQUE	58
3.1 : calcul de la capacité	58
3.2 : Pression d'enclenchement	59

Chapitres	Pages
33 : Calcul du volume	60
34 : Calcul de l'épaisseur	
IV. CHOIX DU COMPRESSEUR	64
<u>2^{ème}</u> Partie	
I. CALCUL DE LA TUYAUTERIE	
11 : Aspiration	66
12 : Refoulement	69
II. CHOIX DE LA POMPE	
21 : Calcul de N_s	73
22 : Caractéristique de la pompe	74
23 : Tracé des courbes caractéristiques	
III. PROTECTION DES POMPES	
31 : Phénomènes hydrauliques	79
IV. CHOIX DU MOTEUR D'ENTRAÎNEMENT	
41 : Généralités	
42 : Genre et type	81
V. CONCEPTION ET ORGANISATION	
51 : Bâtiment	
52 : Eclairage	
53 : Ventillation	82
VI. CONCLUSION.	84.

1^{ère} Partie

CONSOMMATION

Chap 0. INTRODUCTION.

Résoudre un problème de pompage, c'est à dire de manutention de l'eau à l'aide des pompes, c'est d'une part choisir judicieusement le type et le nombre de pompes et d'autre part déterminer les caractéristiques de l'installation.

Les pompes, leurs moteurs d'entraînement, les appareils de manutention, de régulation sont généralement réunis sous une même construction constituant une station de pompage.

La conception et l'équipement d'une station dépend :

- du débit à pomper, la nature du fluide, la hauteur d'élevation qui déterminent en grande partie le type de la pompe.
- de la forme d'énergie motrice disponible qui fixe le type de moteur et le mode de régulation.
- Genre d'exploitation (domestique, industrielle ...)

Dans notre étude, il s'agit d'une station de pompage qui sera implantée dans une unité graphique laquelle assumera deux fonctions principales :

- Consommation : alimentation en eau potable d'une cantine d'un bâtiment administratif, d'un atelier.
- Incendie : Comme il s'agit d'une usine de papier donc il faut prévoir des postes d'incendie.

L'usine dispose d'un réservoir souterrain en béton d'une capacité totale de 445 m^3 . Le remplissage se fait par une conduite venant de l'alimentation de la ville.

DESCRIPTION

Partie commutation :

Elle ^{est} composée d'un appareil hydrophor régulateur à pression d'air, avec pompe(s). La ou les pompe(s) aspire l'eau du réservoir et la refoule par un orifice situé à bas d'une cuve en tôle hermétiquement close dont la partie supérieure renferme de l'air fourni par un groupe électro-compresseur.

Dans la phase de refoulement de la pompe, l'eau comprime l'air jusqu'à une pression de 6 bars environ dite "pression de déclenchement P_d ". Dans cet instant un manomètre "M" réglé à la pression P_d intervient pour arrêter la pompe grâce à un disjoncteur "D". Un clapet de retenu "CR" empêche l'eau de prendre le chemin inverse sous l'effet de la pression régnant dans la cuve. Du fait de l'air comprimé, l'eau se trouvant dans la cuve est soumise à une certaine pression, d'où il suffit d'ouvrir un robinet sur le circuit de distribution l'eau s'écoule.

Le niveau d'eau s'abaisse sous l'effet de la consommation variable, donc la pression diminue jusqu'à P_e dite pression d'enclenchement à laquelle le manomètre intervient pour déclencher de nouveau le groupe moto-pompe. La réserve d'eau pour la consommation est de 200 m^3 .

Partie incendie:

Il faut installer deux pompes de secours ayant une pression de 6 à 5 bars chacune.

Remarque:

Afin d'avoir une réserve d'eau constamment dans le réservoir souterrain, il est nécessaire de prévoir un branchement direct des conduites de refoulement à la conduite ville.
Voir le schéma architectural.

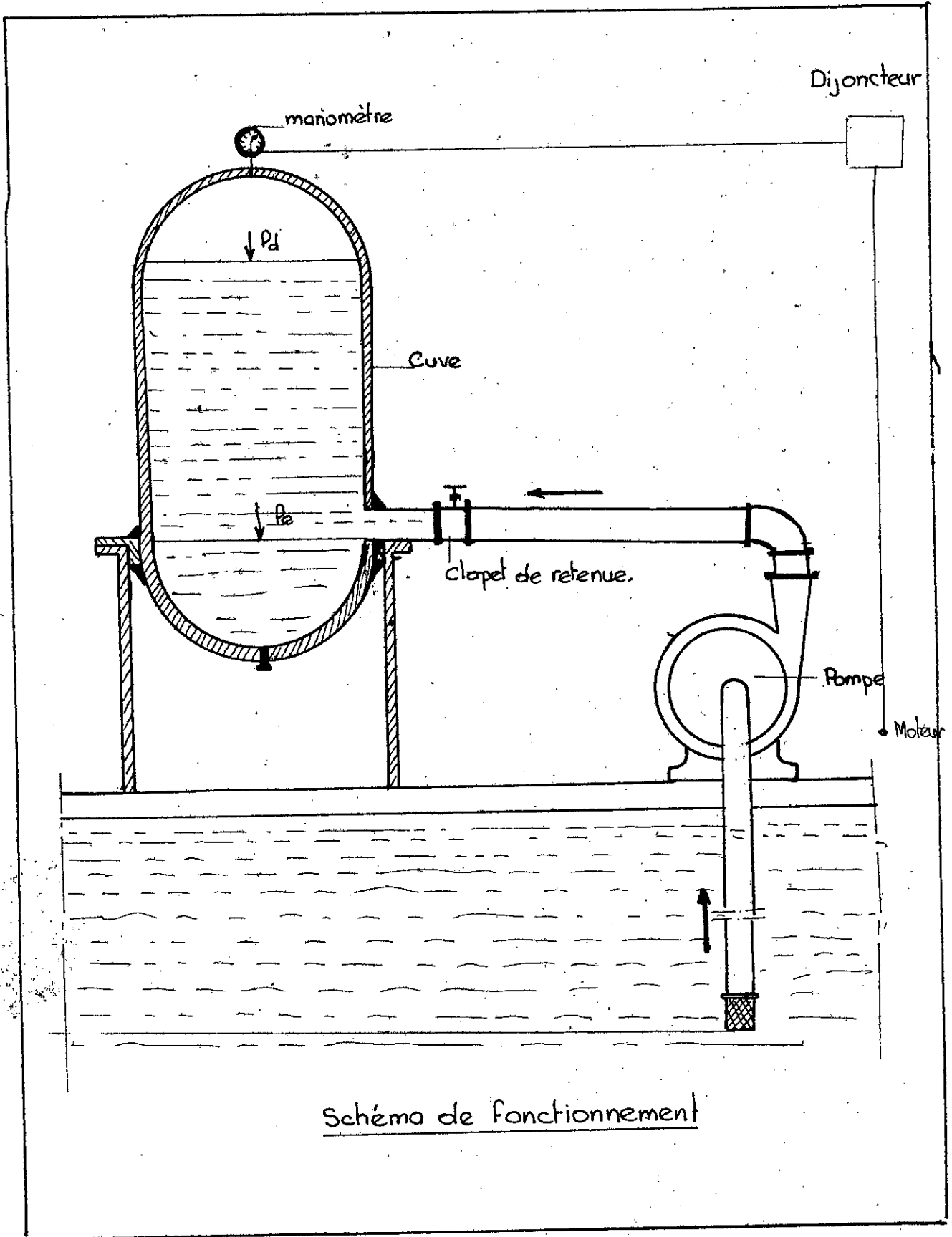


Schéma de fonctionnement

- CHOIX DES POMPES -

La gratuité de l'eau et son importance dans la vie courante ont depuis toujours incité l'homme à réaliser des machines permettant son extraction de la source jusqu'au point d'utilisation.

Il existe plusieurs types de pompes, lesquelles peuvent tous se rattacher à deux grandes catégories :

- les turbopompes.
- les pompes volumétriques.

Le principe de fonctionnement de ces deux classes est totalement différent. Dans les turbopompes, une roue munie d'aubes animée d'un mouvement de rotation, fournit au fluide une énergie cinétique dont une partie est transformée en pression par réduction de la vitesse dans un organe appelé volute.

Dans les pompes volumétriques au contraire l'énergie est fournie par variations successives d'un volume raccordé alternativement aux orifices d'aspiration et de refoulement.

Dans la vie courante, les turbopompes sont les plus employées. On les préfère aux pompes volumétriques pour de nombreuses raisons :

- moins onéreuses comme prix, frais d'entretien peu élevés
- Facilité d'accouplement aux moteurs électriques ou thermiques
- Usure faible (minimum de parties mobiles)
- Faible encombrement, donc installation aisée, d'où appréciables économies sur les bâtiments abritant les équipements.

Nous adoptons des pompes centrifuges.

Chap I. CALCUL ET TRACE DE TUYAUTERIE.

11. Calculs préliminaires

111. Généralités

Le but de ce paragraphe est de mettre au point les résultats concernant le calcul des tuyaux transporteurs d'eau à savoir :

- déterminer le diamètre nominal (ou plus exactement la section de passage)
- choisir le matériau et calculer l'épaisseur
- tracer la conduite et d'endéduire les accessoires de dérivation, déviation, de vannage ...

112. Calcul du débit Q_p :

On a une consommation $C_m = 100 \text{ m}^3/\text{jour}$. L'usine prévoit deux équipes à raison de 8 heures de travail chacune, donc au total 16 heures.

soit $C_m = 6,25 \text{ m}^3/\text{heure}$.

Les dimensions de la pompe (débit, Hauteur...) seront choisies pour satisfaire la consommation moyenne C_m .

Soit $C_u = 10 \text{ m}^3$ la capacité utile constituant la réserve. La pompe fait n remplissages de la cuve hydropneumatique pendant les 16h. de service.

$$\Rightarrow n = \frac{C_m}{C_u} = \frac{100}{10} = 10 \text{ remplissages / 16 heures.}$$

Supposons que le temps d'un remplissage " t_r " soit égal au temps

d'arrêt "t_a", donc t_a = t_r

On a $C_u = Q_p t_r - C_m = 10 \text{ m}^3$

Pendant 16 heures il y a n remplissages

" $t_r + t_a = 2t_a$ " " 1 " "

d'où $16 = 2t_a \times n$

soit $t_a = \frac{16}{2 \times n} = \frac{16}{2 \times 10} = 48 \text{ mn.}$

Désignons par C_r le volume de remplissage

$C_r = C_u + C_m$

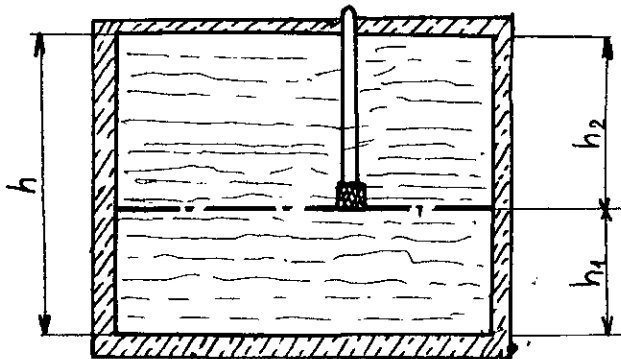
et $C_r = Q_p \times t_r$

donc $Q_p = \frac{C_r}{t_r} = \frac{C_u + C_m}{t_r} = \frac{10 + 6,25}{0,8} = 20,3 \text{ m}^3/\text{h}$

Adoptons un debit $Q_p = 21 \text{ m}^3/\text{h} \approx 350 \text{ litres/mn.}$

12. Aspiration :

12.1. Calcul de l'emplacement de la crepine :



Coupe du reservoir

l = 6 m (largeur).

L = 24,2 m (longueur).

soient V_T le volume du reservoir V_T = 445 m³

V₁ " " de la reserve incendie V₁ = 245 m³

V₂ " " " " " consommation V₂ = 200 m³

-8-

$$V_T = L \times l \times h_T \implies h_T = \frac{V_T}{L \times l} = \frac{445}{24,2 \times 6} = 3,1 \text{ m}$$

$$V_2 = L \times l \times h_2 \implies h_2 = \frac{V_2}{L \times l} = \frac{200}{24,2 \times 6} = 1,37 \text{ m}$$

En tenant compte de l'épaisseur de la dalle, nous plaçons la crépine à 1,45 m de la surface extérieure.

122. Calcul du diamètre intérieur: d_{ia} :

Pour déterminer le diamètre intérieur d_{ia} , nous devons connaître le débit et la vitesse du fluide.

Pour les pompes centrifuges, la vitesse du fluide à l'aspiration c_a et celle au refoulement c_r sont généralement de l'ordre:

$$c_a = 1 \div 1,5 \text{ m/s} ; c_r = 2 \div 4 \text{ m/s.}$$

Nous adoptons $c_a = 1,5 \text{ m/s}$, $c_r = 2,5 \text{ m/s}$.

$$d_{ia} \text{ est donné par la formule } d_{ia} = \sqrt{353,5 \cdot \frac{Q_p}{c_a}}$$

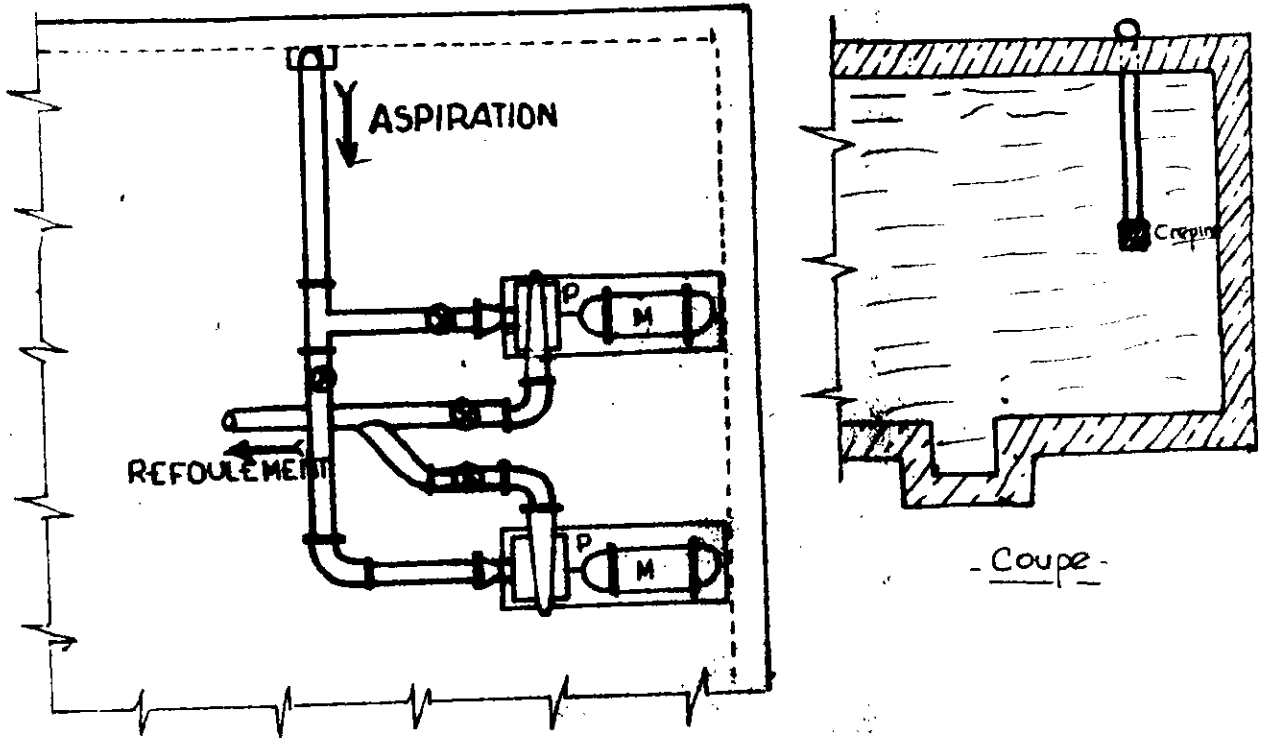
$$\text{donc } d_{ia} = \sqrt{353,5 \times \frac{21}{1,5}} = 70,35 \text{ mm.}$$

Le diamètre d_{ia} est déterminé approximativement, ramenant-le au diamètre normalisé supérieur

$$\text{Soit } \underline{d_{ia} = 80 \text{ mm}} \quad (\text{Norme E29.001})$$

$$\text{La vitesse } c_a \text{ sera : } c_a = \frac{353,5 \times 21}{80^2} = \underline{1,16 \text{ m/s}}$$

123. Calcul des pertes de charge:



- Tracé de la conduite d'aspiration -

La conduite d'aspiration comprend :

- Pour une pompe
- 1 crépine à clopet de retenue.
 - 1 coude normal.
 - 1 té.
 - 2 Vannes.

Désignons par "l_a" la longueur du tuyau l_a = 6 m environ.

"d_{ia}" le diamètre intérieur d_{ia} = 0,08 m

"c_a" la vitesse du fluide c_a = 1,16 m/s

"ρ" le poids spécifique de l'eau ρ = 1000 kg/m³

"λ" coefficient sans dimension caractérisant le régime d'écoulement.

1. Calcul de la perte de charge linéaire:

Elle est donnée par la formule de DARCY.

$$\text{Soit } \Delta p_{la} = \rho \frac{C_d^2 \cdot l_0}{2g \cdot dia} \text{ en Kg/m}^2 \text{ ou } \Delta h_{la} = \frac{C_d^2 \cdot l_0}{2g \cdot dia} \text{ en m de colonne d'eau.}$$

Le coefficient de résistance λ , clef de toute évaluation de la perte de charge n'est fonction que de Re : nombre de REYNOLDS.

On a $Re = \frac{C_d \cdot dia}{\nu}$ où ν viscosité cinématique.

$$\text{Soit } \nu_{\text{eau } 20^\circ} = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{donc } Re = \frac{1,16 \times 0,08}{1,008 \times 10^{-6}} = 0,92 \cdot 10^5$$

La formule de BLASIUS donne pour $Re < (0,8 \div 3) 10^5$

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}}$$

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \times 0,92 \times 10^5}} = 1,816 \cdot 10^{-2}$$

$$\text{donc } \Delta p_{la} = \frac{1,16^2 \times 6 \times 1000}{2 \times 9,81 \times 0,08} = 93,41 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Soit } \underline{\Delta h_{la} \approx 0,094 \text{ m}}$$

2. Calcul des pertes de charge singulières:

Elles comprennent les pertes dans la crépine, vanne, coudes, té ... , lesquelles sont données par la formule:

$$\Delta h_{sa} = \zeta_i \frac{C_d^2}{2g} \text{ avec } \zeta_i \text{ coefficient qui diffère suivant}$$

l'accessoire utilisé.

- Accessoire -	Nombre	Perte $\Delta h_{sa} = \sum \zeta_i \frac{C_0^2}{2g}$
- Crépine	1	$4 \times \frac{1,16^2}{2 \times 9,81} = 0,274 \text{ m}$
- Vanne	2	$2 \left(3 \times \frac{1,16^2}{2 \times 9,81} \right) = 0,411 \text{ m}$
- Coude	1	$0,3 \times \frac{1,16^2}{2 \times 9,81} = 0,020 \text{ m}$
- Té	1	$0,3 \times \frac{1,16^2}{2 \times 9,81} = 0,020 \text{ m}$
		$\Delta h_{sa} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{C_0^2}{2g} = 0,725 \text{ m}$

3. Calcul de la perte totale d'aspiration :

$$\Delta h_{ta} = \Delta h_{lo} + \Delta h_{sa} = 0,094 + 0,725 = 0,82 \text{ m}$$

NB: Les valeurs calculées ou choisies précédemment sont valables pour des tubes neufs. Or au fur et à mesure que la conduite "travaille", le diamètre intérieur d_{ia} varie (dépôt de croute qui se forme pendant le service, ...).
Pour y remédier, nous prenons un coefficient de sécurité de 25%.

$$\text{Donc } \Delta h_{ta} = 1,25 \times 0,82 = \underline{1,02 \text{ m}}$$

13. Refoulement:

Nous étudions seulement la conduite entre la pompe et l'hydrop

13.1. Calcul du diamètre intérieur d_{ir} .

Soit la vitesse de refoulement $C_r = 2,5 \text{ m/s}$

l'équation de continuité donne :

$$Q_p = \frac{\pi d_{ir}^2}{4} \times C_r$$

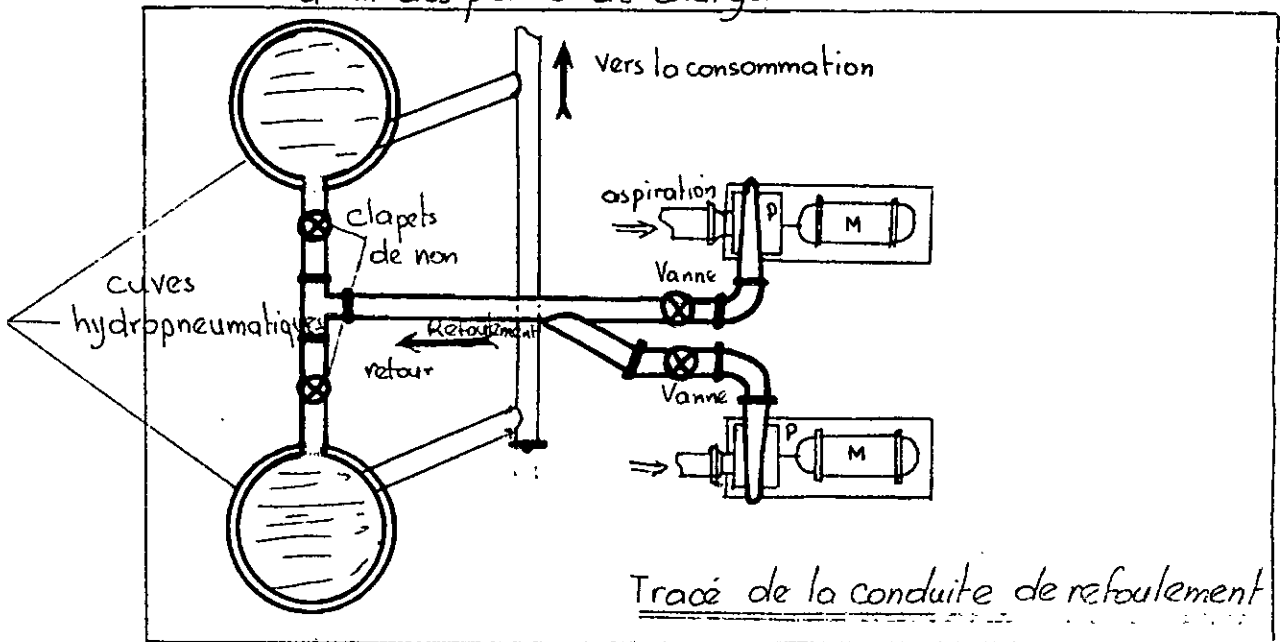
d'où $d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi C_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 54,5 \text{ mm.}$

Soit un diamètre normalisé $d_{ir} = 60 \text{ mm}$

La vitesse du fluide C_r est de:

$C_r = \frac{4 Q_p}{\pi d_r^2} = \frac{4 \cdot 21}{3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 3600} = 2,1 \text{ m/s.}$

132: Calcul des pertes de charge :



La conduite de refoulement comprend:

- Pour une pompe. {
- 2 clapets de retenue interdisant l'eau de refluer vers la pompe
 - 1 coude
 - 1 té
 - 1 Vanne

Désignons par "l_r" la longueur de la conduite $l_r = 3 \text{ m environ}$

"d_r" le diamètre " " $d_r = 0,06 \text{ m}$

"C_r" la vitesse du fluide $C_r = 2,1 \text{ m/s}$

"λ" coefficient sans dimension.

1. Calcul de la perte linéaire :

$$\Delta h_{ln} = \frac{C_r^2 \cdot l_r}{2g \text{ dir}} \quad \text{en mètre de colonne d'eau.}$$

$$\text{Or } Re = \frac{C_r \text{ dir}}{\nu_{eau 20^\circ}} = \frac{2,1 \times 0,06}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,25 \cdot 10^5$$

$$\text{donc } d = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \times 1,25 \times 10^5}} = 1,68 \cdot 10^{-2}$$

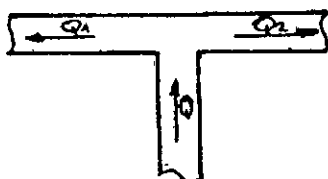
$$\text{Soit } \Delta h_{lr} = \frac{2,1^2 \times 3}{2 \times 9,81 \times 0,06} \times 1,68 \cdot 10^{-2} = \underline{0,19 \text{ m}}$$

2. Pertes de charge singulières :

$$\Delta h_{sr} = \sum \zeta_i \frac{C_r^2}{2g}$$

- Accessoires -	Nombre	Perte $\Delta h_{sr} = \sum \zeta_i \frac{C_r^2}{2g}$
- coude	1	$0,3 \times \frac{2,1^2}{2 \times 9,81} = 0,067 \text{ m}$
- té	1	$1,285 \times \frac{2,1^2}{2 \times 9,81} = 0,290 \text{ m}$
- clapets	2	$2 \left(4 \times \frac{2,1^2}{2 \times 9,81} \right) = 4,798 \text{ m}$
- Vanne	1	$4 \times \frac{2,1^2}{2 \times 9,81} = 0,839 \text{ m}$
		$\Delta h_{sr} = 3,054 \text{ m}$

NB: Calcul de $\zeta_{té}$:



Pour $Q_1/Q_2 = 1$

VOGEL - THOMAS donne $\zeta = 1,285$. (calcul de tuyaux par THEODORIE ONIGA page 41).

3. Calcul de la perte totale:

$$\Delta h_{tr} = \Delta h_{lr} + \Delta h_{sr} = 0,130 + 3,054 = 3,24 \text{ m.}$$

Pour les mêmes raisons que la conduite d'aspiration prenons un coefficient de sécurité de 25%

$$\text{Soit } \Delta h_{tr} = 1,25 \times 3,24 = 4,06 \text{ m.}$$

14. Calcul de la perte totale refoulement aspiration:

$$\Sigma \Delta h = \Delta h_{ta} + \Delta h_{tr}$$

$$\Sigma \Delta h = 1,02 + 4,06 = \underline{5,08 \text{ m}}$$

15. Choix du matériau et calcul de l'épaisseur des tubes:

Les facteurs à envisager lors du choix de la matière de fabrication des tuyaux sont:

- la pression régnant à l'intérieur du tube.
- le diamètre intérieur.
- les conditions de montage (en surface, souterrain)
- le prix

Nous adoptons un acier courant classe "A" roulé soudé, ayant une pression de service de 6bars (valeur admissible pour les pompes centrifuges).

Calcul de l'épaisseur:

L'épaisseur d'un tube est donnée par la formule:

$$e = \frac{P \cdot d}{2\sigma_a \psi} + e_0$$

Avec

- φ coefficient de résistance dépendant du mode d'exécution

Soit $\varphi = 0,8$ (tube roulé soudé)

- e_0 valeur additionnelle (corrosion ...)

Soit $e_0 = 3 \text{ mm}$.

- σ_a contrainte - soit $\sigma_a = 40 \text{ daN/mm}^2$

donc

$$e = \frac{6 \times 10^{-2} \times 60}{2 \times 40 \times 0,8} + 3 = 8,62 \text{ mm.}$$

Soit une tôle d'épaisseur $e_{\text{normalisé}} = 10 \text{ mm}$

II. CALCUL DE LA POMPE

21. Données - et calculs préliminaires

211. Généralités

Nous choisissons deux pompes centrifuges identiques, montées en parallèle, une seule qui fonctionne, la deuxième sera une pompe de secours

D'après l'installation, la pompe servira à vaincre la pression maximale dans la cuve hydropneumatique soit 6 bars et les pertes de charges dans la tuyauterie d'aspiration et de refoulement.

Le débit assuré par la pompe est de :

$$Q_p = 350 \text{ l/mn} \equiv 21 \text{ m}^3/\text{h} \equiv 0,0583 \text{ m}^3/\text{s}$$

212 - Calcul de la hauteur d'élévation ou manométrique H:

Pour un système de pompage donné il est possible de calculer la hauteur d'élévation dès qu'on connaît la distribution et les dimensions de tous les éléments du système. Cette hauteur est celle indiquée sur les notices.

1 - Calcul des pertes de charges $\Sigma \Delta h$

Nous avons calculé dans le paragraphe précédent les pertes de charges singulières et linéaires soit une perte de $\Sigma \Delta h = 5,08 \text{ m}$

2. Calcul de la hauteur h_{ca} due à la vitesse C_a aspiration

$$h_{ca} = \frac{C_a^2}{2g} = \frac{1,16^2}{2 \times 9,81}$$

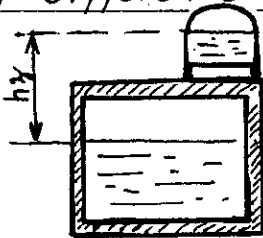
$$h_{ca} = 0,068$$

3. Calcul de la hauteur h_{cr} due à la vitesse de refoulement

$$h_{cr} = \frac{C_r^2}{2g} = \frac{2,1^2}{2 \times 9,81}$$

$$h_{cr} = 0,225 \text{ m}$$

4. Différence de niveau h_2 d'eau hydrophor et reservoir



Soit $H_2 = 4 \text{ m}$ environ.

5. Calcul de la hauteur effective H_e .

$$H_e = H_2 + h_{ca} + h_{cr} + \sum \Delta h$$

$$H_e = 4 + 0,068 + 0,225 + 5,08 = 9,37 \text{ m}$$

6. Calcul de la hauteur d'élevation H .

$$H = H_e + P_d \text{ (en mètres d'eau)}$$

$$P_d = 6 \text{ bars soit } 60 \text{ m d'eau}$$

$$H = 7,45 + 60 = 69,37$$

Nous prenons $H = 70 \text{ m}$.

213. Calcul de la puissance de la pompe : P_p

Elle est donnée par la formule :

$$P_p = \frac{P Q_p H}{\eta_p \times 75} \quad \text{Avec } H = 70 \text{ m}$$

$$Q_p = 5,83 \text{ dm}^3/\text{s}$$

$$P = 1 \text{ kg/dm}^3 \text{ (Poids spécifique de l'eau)}$$

$$\eta_p = \text{rendement de la pompe - Prenons } \eta_p = 0,82$$

$$P_p = \frac{1 \times 5,83 \times 70}{0,82 \times 75} = 6,64 \text{ cv}$$

$$\text{Soit } P_p = 5 \text{ Kw}$$

214 - Calcul de la puissance d'entraînement P_M du moteur:

Pour calculer la puissance du moteur d'entraînement, il faut tenir compte des diverses pertes (transmission, erreurs éventuelles dans le calcul de H_{tot}). A cet effet les majorations à prendre en fonction de la puissance de la pompe sont :

$$30\% \text{ pour } P_p < 5 \text{ cv}$$

$$20\% \text{ pour } 5 < P_p < 25 \text{ cv}$$

Soit dans notre cas une majoration de 20%.

$$P_M = 1,2 P_p = 1,2 \times 5 = 6 \text{ Kw}$$

215 - Calcul de la vitesse spécifique N_s :

La vitesse spécifique est le nbre de trs/mn pour un débit $Q_p = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une hauteur $H = 1 \text{ m}$ pour une pompe homotétique de celle considérée. Elle est donnée par la formule :

$$N_s = 3,65 \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

La notion de N_s trouve tout son intérêt au niveau du

choix d'un type de pompe .

$$\text{Pour } N = 1450 \text{ trs/mn}, N_s = \frac{3,65 \times 1450 \cdot \sqrt{0,0058}}{70^{3/4}}$$

$$N_s = 16,65 \text{ trs/mn}.$$

Nous constatons que N_s est faible et que pour cette valeur nous ne disposons pas de pompe .

$$\text{Pour } N = 2900 \text{ trs/mn} \quad N_s = \frac{3,65 \times 2900 \sqrt{0,0058}}{70^{3/4}} = 333 \text{ trs/mn}$$

Donc nous prenons une pompe tournant à 2900 trs/mn

22. Calcul de la roue :

221. Choix de la forme :

Les formes des canaux entre les aubes consécutives de la roue dépend de Q_p, H, N unis par la relation de N_s . Généralement pour $N_s < 90 \text{ trs/mn}$,
(i) la roue est à écoulement radial avec aubes à simple courbure (i) et à débit faible, hauteur élevée .

222 - Calcul approximatif du diamètre de l'arbre d_a :

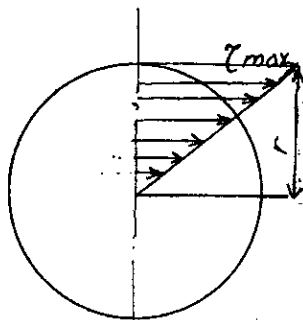
Pour avoir une "idée" sur le diamètre du moyeu de la roue d_h , nous pouvons commencer tout d'abord à calculer le diamètre d_a de l'arbre.

Supposons que le seul couple agissant sur l'arbre de la pompe est son moment de torsion M_t .

La condition de résistance nous montre que la contrainte tangentielle τ est maximale au point le plus éloigné de la fibre neutre, soit :

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{I_0} \quad \text{où } M_t$$

I_0 m⁴ quadratique polaire



Pour un cylindre plein $I_0 = \frac{\pi d_a^4}{32}$

$$V = \frac{d_a}{2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{\left(\frac{\pi d_a^4}{32 \times \frac{d_a}{2}} \right)} = \frac{16 M_t}{\pi d_a^3}$$

$$\text{Soit } d_a = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{\max}}}$$

On a $P_M = \frac{M_{bt} \cdot \omega}{r}$ avec $\omega = \frac{\pi N}{30}$

Soit $M_{bt} = \frac{P_M \times 30}{\pi \cdot N}$

$M_{bt} = \frac{6000 \times 30}{3,14 \times 2900} = 19,75 \text{ m} \cdot \text{N}$

$\Rightarrow d_a = \sqrt[3]{\frac{16 \times 19,75 \cdot 10^3}{3,14 \times 50}} = 14,18 \text{ mm}$

(arbre en acier XC18 $\rightarrow \tau = 50 \text{ N/mm}^2$)

Etant donné que ce diamètre est calculé sans tenir compte des autres effets agissant sur l'arbre et aussi du logement de la clavette, nous adoptons un diamètre de l'arbre $d_a = 25 \text{ mm}$.

223 - Calcul du diamètre du moyeu d_h :

Ce diamètre doit être suffisamment petit sinon on rétrécit l'entrée de la roue.

KOVATS propose $1,2 d_a < d_h < 1,6 d_a$

Prenons $d_h = 1,4 d_a$

Soit $d_h = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ mm}$

Soit A_h la section

$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 35^2}{4} = 962,11 \text{ mm}^2$

223. Calcul du diamètre de l'ouïe d_o :

Soit Q_i le débit rentrant dans l'ouïe, A_i sa section,
 C_o la vitesse de l'eau dans cette section.

Le rendement volumétrique de la pompe est défini

$$\text{par } \eta_v = \frac{Q_p}{Q_i}$$

La courbe $\eta_v = f(N_s)$ établi par L.

TROSKOLANSKI nous donne pour $N_s = 33 \text{ trs/mn}$ $\eta_v = 0,92$

$$\text{Donc } Q_i = \frac{Q_p}{\eta_v} = \frac{0,0058}{0,92} = 0,0063 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour les pompes centrifuges $1,5 < C_o < 4 \text{ m/s}$

Prenons $C_o = 2 \text{ m/s}$. $Q_i = A_i C_o$

$$\text{Soit } A_i = \frac{Q_i}{C_o} = \frac{0,0063}{2} = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 3150 \text{ mm}^2$$

La section totale de l'ouïe est de :

$$A'_o = A_i + A_h = \frac{\pi d_o^2}{4}$$

$$A'_o = 3150 + 962,11 = 4112,11 \text{ mm}^2$$

$$\text{Soit } d_o = \sqrt{\frac{4 A_o}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 4112,11}{3,14}} = 72,36 \text{ mm}$$

Prenons $d_o = 88 \text{ mm}$.

La section de l'ouïe sera de :

$$A'_o = \frac{\pi d_o^2}{4} = \frac{3,14 \times 88^2}{4} = 6082,12 \text{ mm}^2$$

La section de passage de fluide est de :

$$A_o = A'_o - A_h = 6082,12 - 962,11 = 5120,01 \text{ mm}^2$$

La vitesse réelle du fluide dans l'ouïe sera de :

$$C_{or} = \frac{Q_i}{A_o} = \frac{0,0063}{5,120,01 \cdot 10^{-3}} = 1,17 \text{ m/s}$$

$$C_{or} = 1,17 \text{ m/s}$$

Ce qui correspond bien à la vitesse trouvée dans le paragraphe "Calcul tuyauterie".

Supposons aussi que $d_0 = d_1 = 88 \text{ mm}$

224. Calcul de la largeur b_1 .

$$\text{Soit } a = \frac{d_0 - d_1}{2}$$

$$a = 26,5 \text{ mm}$$

KOVATS adopte $0,5a < b_1 < 0,8a$

$$\text{Prenons } b_1 = 0,75a = 0,75 \times 26,5 = 20 \text{ mm}$$

225. Calcul des caractéristiques d'entrée :

1. Vitesse périphérique U_1 .

$$U_1 = \frac{\pi d_1 N}{60} = \frac{3,14 \times 0,088 \times 2900}{60} = 15,36 \text{ m/s}$$

2. Calcul de C_{r_1}

La composante radiale C_{r_1} de la vitesse absolue C_1 est donnée par la formule de A.-J. STEPANOFF

$$C_{r_1} = K_1 \sqrt{2gH} \text{ où } K_1 \text{ est donné par la courbe}$$

$K_1 = f(N_s)$. Soit pour $N_s = 33,3 \text{ trs/mn}$ $K_1 = 0,17$

$$C_{r_1} = 0,17 \sqrt{2 \times 9,81 \times 70} = 6,3 \text{ m/s}$$

3. Calcul de l'angle β_1

Nous supposons que l'eau affluera sans proration sur l'arête d'entrée, donc $\alpha_1 = 90^\circ$ (Ce qui est

généralement adoptable pour les pompes centrifuges

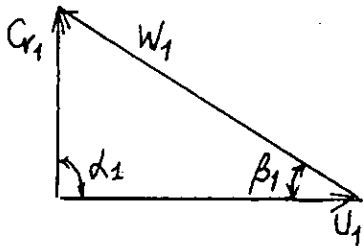
$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{r1}}{U_1} = \frac{6,3}{13,36} = 0,471$$

$$\text{Soit } \beta_1 = 25,22^\circ$$

4. Calcul de la vitesse relative W_1

$$W_1 = \sqrt{C_{r1}^2 + U_1^2} = \sqrt{6,3^2 + 13,36^2} = 14,77 \text{ m/s}$$

5. Tracé du triangle des vitesses



Voir la fig 2c.

226. Caractéristiques de sortie :

$$\text{choix } \begin{cases} \beta_2 < 24^\circ \\ \frac{d_1}{d_2} = 0,45 \\ z = 7 \text{ aubes} \end{cases} \quad \text{Prenons } \beta_2 = 22,5^\circ$$

1. Calcul de C_{2r}

$$C_{2r} = K_2 \sqrt{2gH} = 0,13 \sqrt{2 \times 9,81 \times 70} = 4,81 \text{ m/s}$$

2. Calcul de U_2

$$\text{On a } H_{th\infty} = \frac{1}{g} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{2u} \quad (d_1 = 90 \rightarrow C_{1u} \rightarrow C_{1u} = 0)$$

$$\text{or } \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \Rightarrow C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$\text{donc } g H_{th\infty} = U_2 \left(U_2 - \frac{C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

$$\text{Soit } U_2^2 - \frac{U_2 C_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_2} - g H_{th\infty} = 0$$

$$U_2 = \frac{C_{2r}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2r}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{th\infty}}$$

$$\text{mais } H_{th\infty} = H_{thz} (1+p)$$

$$\text{et } H_{th} = \frac{H}{\eta_h}$$

avec η_h rendement hydraulique donné par la formule expérimentale de A.A. LOMAKINE

$$\text{Soit } \eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\operatorname{Lg} d_1 \text{ réduit} - 0,172)^2}$$

$$d_1 \text{ réduit} = (4 \div 4,5) 10^3 \sqrt{\frac{\Phi_p}{N}}$$

$$\text{Prenons } d_1 \text{ réduit} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{\Phi_p}{N}}$$

$$\text{Soit } d_1 \text{ réduit} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{0,0058}{2900}} = 57 \text{ mm}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\text{Lg } 57 - 0,172)^2} = 0,83$$

$$H_{th} = \frac{70}{0,83} = 83,34 \text{ m.}$$

Calcul du coefficient de puissance P

$$P = \frac{2X}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$$

$$\text{où } X = 0,6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) = 0,6 \left(1 + \frac{22,5}{60}\right) = 0,85$$

$$\text{donc } P = 2 \times \frac{0,825}{7} \cdot \frac{1}{1 - 0,45^2} = 0,295$$

$$H_{th\infty} = H_{th} Z (1+p) = 84,34 (1 + 0,295) = 109,1 \text{ m}$$

$$\text{d'où } U_2 = \frac{4,81}{2 \text{ tg } 22,5^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4,18}{2 \text{ tg } 22,5}\right)^2 + 9,81 \times 109,1}$$

$$U_2 = 39 \text{ m/s}$$

3. Calcul du diamètre de sortie d₂

$$d_2 = \frac{60 U_2}{\pi N} = \frac{60 \times 39}{3,14 \times 2900} = 256 \text{ mm.}$$

4. Calcul du rapport r₁/r₂

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{88}{256} = 0,343 \text{ donc le rapport choisi est différent de celui calculé.}$$

5. Calcul du coefficient p

$$P = 2 \cdot \frac{X}{Z} \left(\frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \right)$$

$$P = 2 \cdot \frac{0,825}{7} \left(\frac{1}{1 - 0,343^2} \right) = 0,267$$

6. Calcul définitif de C_{2U} en fonction de p calculé

$$gH_{th\infty} = U_2 C_{2U} = gH_{th} (1+p)$$

$$C_{2U} = \frac{gH_{th} (1+p)}{U_2} = \frac{9,81 \times 84,34 (1+0,267)}{39}$$

$$\text{Soit } C_{2U} = 26,88 \text{ m/s}$$

7. Calcul de β_2 .

$$\text{tg } \beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2U}} = \frac{4,81}{39 - 26,88} = 0,396$$

$$\text{Soit } \beta_2 = 21,6^\circ$$

8. Calcul de C_2

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2U}^2} = \sqrt{4,81^2 + 26,88^2} = 27,3 \text{ m/s}$$

9. Calcul de w_2 .

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{2r}}{w_2} \Rightarrow w_2 = \frac{C_{2r}}{\sin \beta_2} = \frac{4,81}{\sin 21,6^\circ}$$

$$w_2 = 13,06 \text{ m/s}$$

10. Calcul de α_2

$$\sin \alpha_2 = \frac{C_{2r}}{C_2} = \frac{4,81}{27,3} = 0,176$$

$$\text{Soit } \alpha_2 = 10,13^\circ$$

11. Calcul de la largeur b_2

$$b_2 = 0,52 b_1 = 10,4 \text{ mm}$$

12. Calcul du nombre d'aubes

$$Z = 6,5 \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

$$Z = 6,5 \cdot \frac{256 + 88}{256 - 88} \sin \left(\frac{25,22 + 21,6}{2} \right) = 5,3$$

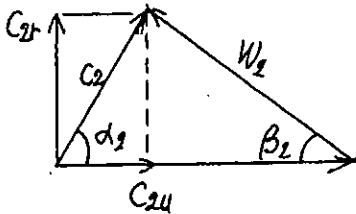
Soit $Z = 6$ aubes.

13. Calcul des pas t_1 et t_2

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z} = \frac{3,14 \times 88}{6} = 46,07 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z} = \frac{3,14 \times 256}{6} = 134,04 \text{ mm}$$

14. Tracé du triangle des vitesses



Voir fig 26.

227. Construction des roues

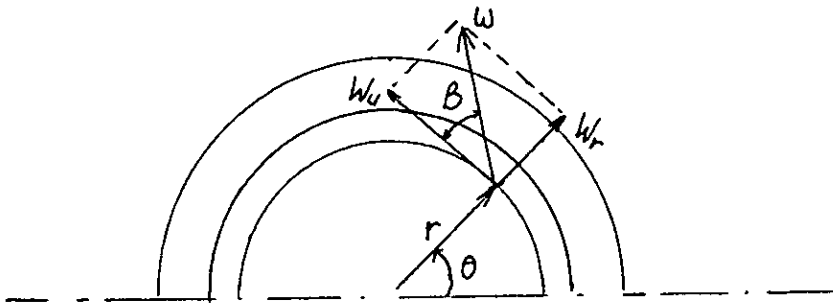
Dans les pompes à faible vitesse spécifique N_s , la roue est généralement munies de deux flasques avant et arrière.

L'épaisseur des flasques est $\geq 3 \text{ mm}$

Comme la roue est de petite dimension, donc elle sera moulée en laiton ou en bronze à raison de leur faible épaisseur, du liquide à pomper (eau pure).

227. Tracé de la roue.

Dans les paragraphes précédents, nous avons déterminé toutes les principales dimensions de la roue, par contre nous ne connaissons pas la forme des aubes. Pour cela, nous pouvons accéder à la forme de l'aube par la méthode de Pfeider, malgré qu'elle fait appel à des notions mathématiques. Considérons le schéma suivant :



L'aube est une surface cylindrique dont la courbe directrice est une ligne de courant en mouvement relatif. On a $\operatorname{tg} \beta = \frac{W_r}{W_u}$

$$\frac{dr}{W_r} = \frac{r d\theta}{W_u} \Rightarrow \frac{dr}{r d\theta} = \frac{W_r}{W_u}$$

donc $\operatorname{tg} \beta = \frac{dr}{r d\theta}$ c'est l'équation différentielle des lignes de courant. En vue d'intégrer cette équation nous supposons que la variation de $\operatorname{tg} \beta$ en fonction de r est linéaire. Soit alors $\operatorname{tg} \beta = A - Br$ où A et B constantes.

Nous pouvons donc écrire :

$$\frac{dr}{r d\theta} = A - Br$$

$$d\theta = \frac{dr}{r(A-Br)} \Rightarrow \theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r(A-Br)}$$

Soit en posant $\frac{1}{r(A-Br)} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{r} + B \frac{1}{A-Br} \right)$

$$\theta = \frac{1}{A} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} - \frac{1}{A} \int_{r_1}^r \frac{B}{A-Br} dr$$

$$\theta = \frac{1}{A} \left[\ln \frac{A-Br_1}{r_1} + \ln \frac{r}{A-Br} \right]. \text{ L'aube sera}$$

Construite par l'intermédiaire de cette équation

-Méthode de tracé

1. Calcul des constantes A, B et C

$$\begin{aligned} \text{on a } \operatorname{tg} \beta_1 &= A - Br_1 \\ \operatorname{tg} \beta_2 &= A - Br_2 \end{aligned} \Rightarrow B = \frac{\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2}{r_2 - r_1}$$

$$\text{Soit } \beta = \frac{\operatorname{tg} 25,22 - \operatorname{tg} 21,6}{0,128 - 0,044} = 0,88 \text{ m}^{-1}$$

$$A = \operatorname{tg} \beta_1 + Br_1 = \operatorname{tg} 25,22 + 0,88 \times 0,044$$

$$\text{Soit } A = 0,51$$

$$C = \frac{A - Br_1}{r_1} = \text{cte or } \operatorname{tg} \beta_1 = A - Br_1$$

$$\text{donc } \frac{r_1 \operatorname{tg} \beta_1}{r_1} = \frac{A - Br_1}{r_1} = C = \frac{\operatorname{tg} 25,22}{0,044}$$

$$\text{Soit } C = 10,7 \text{ m}^{-1}$$

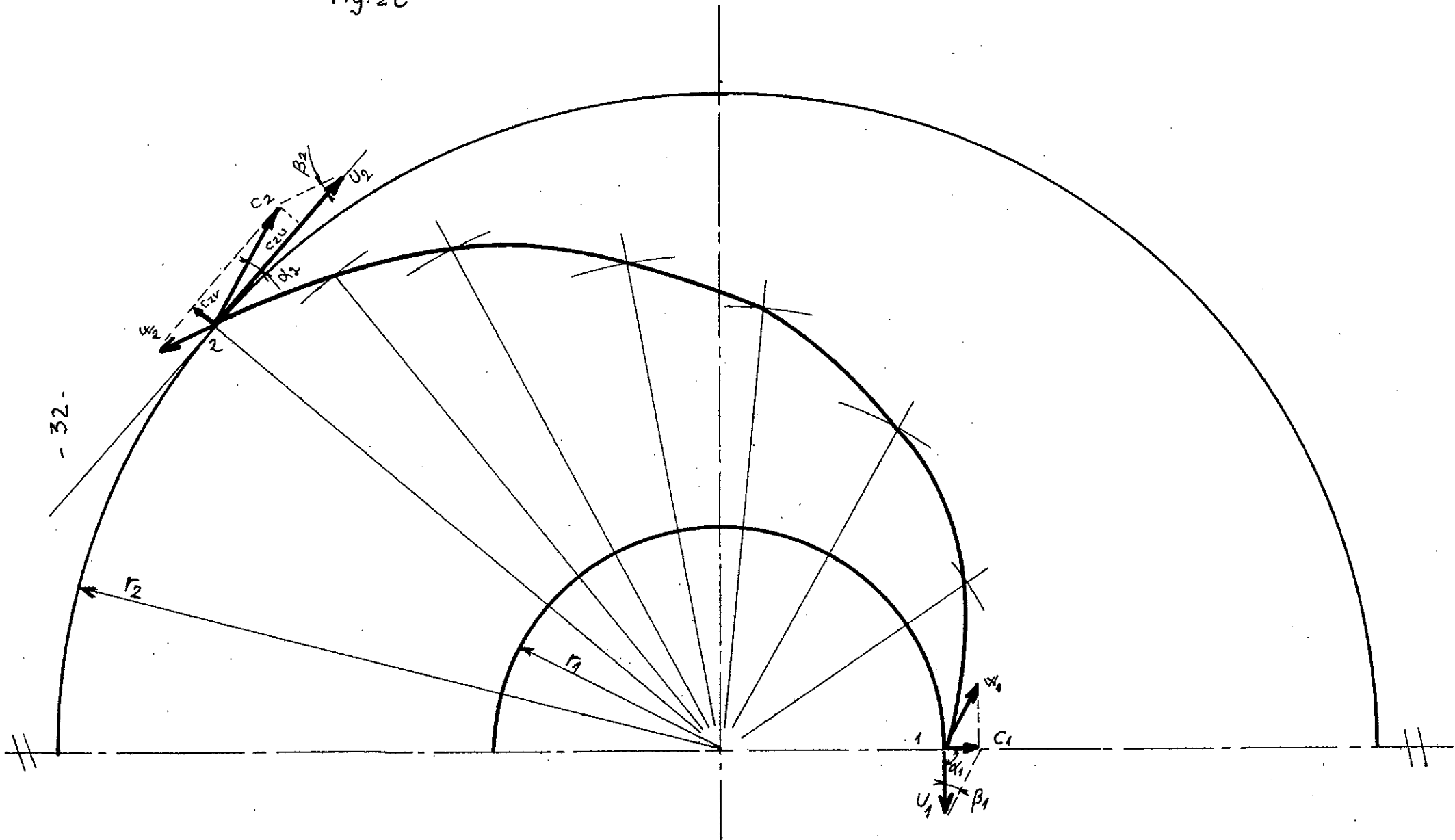
Tableau des calculs pour la construction
de l'aube.

$$\theta = \frac{1}{A} \ln c \frac{r}{A-Br}$$

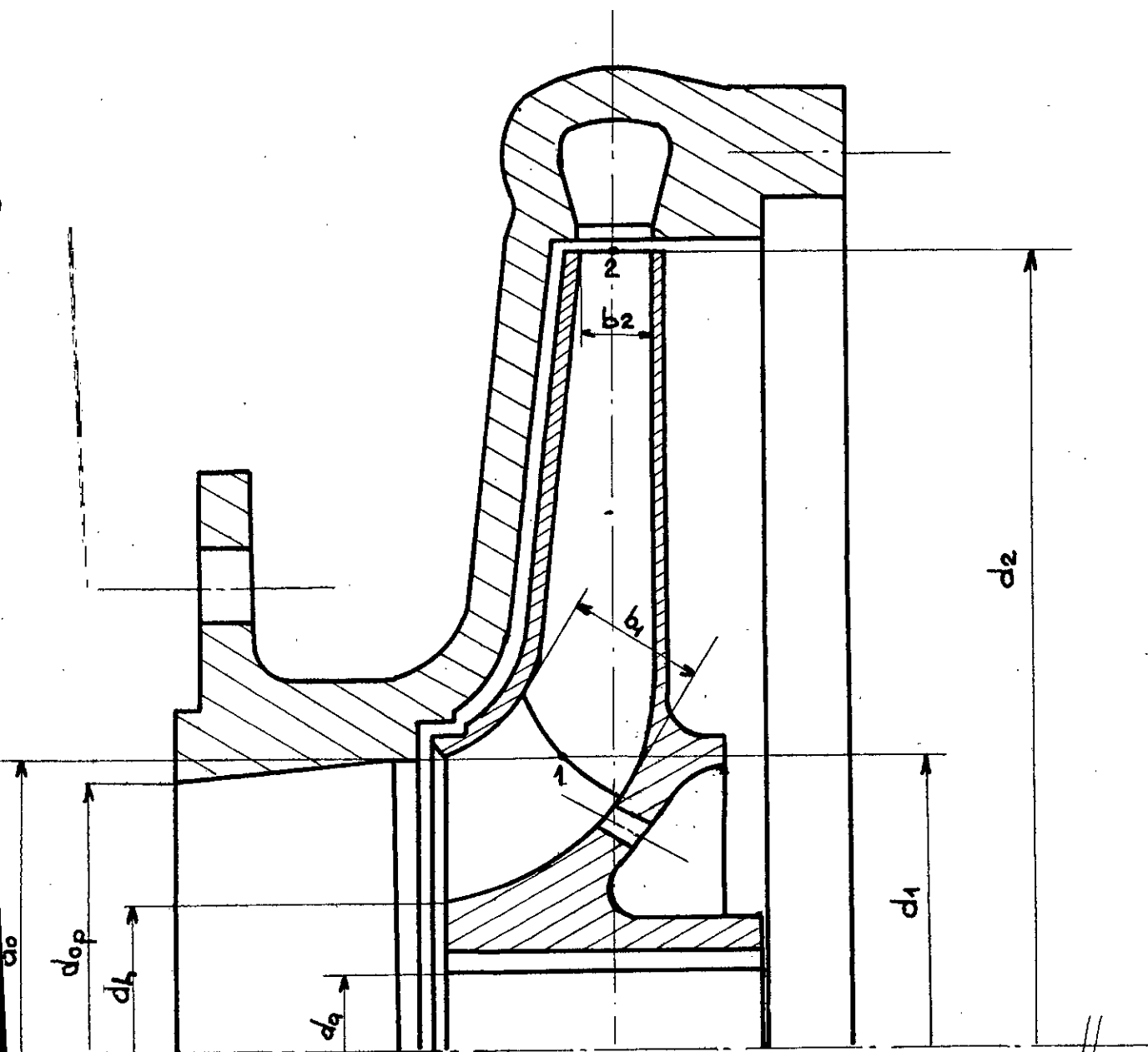
$r(m)$ 10^{-3}	Br	A-Br	$\frac{r}{A-Br}$	$c \frac{r}{A-Br}$	$\ln c \frac{r}{A-Br}$	$\theta(\text{rd})$	$\theta(^{\circ})$
44	0,038	0,470	0,093	0,990	0,000	0	0
58	0,051	0,457	0,127	1,358	0,306	0,602	34,50
72	0,063	0,445	0,161	1,729	0,548	1,076	61,60
86	0,075	0,433	0,198	2,124	0,753	1,480	84,83
96	0,085	0,423	0,228	2,441	0,892	1,753	100,50
110	0,097	0,411	0,267	2,860	1,051	2,055	118,30
118	0,104	0,406	0,290	3,103	1,132	2,243	128,50
128	0,113	0,397	0,322	3,445	1,237	2,426	139.

tracé de l'aube voir Fig : 2C.

Fig: 20



TRACÉ DE L'AUBE ET DES
TRIANGLES DES VITESSES



- ROUE -

23. Calcul et tracé de la volute :

231. Description et équations :

La volute est l'organe fixe de la pompe.

Elle recueille le liquide à la sortie du rotor et le dirige vers la conduite de refoulement.

L'écoulement du liquide dans la volute doit satisfaire à deux conditions.

a) Condition de continuité

$$Q = \pi d_3 b_3 c_3 m \text{ où } d_3 \text{ diamètre section}$$
$$b_3 \text{ largeur}$$

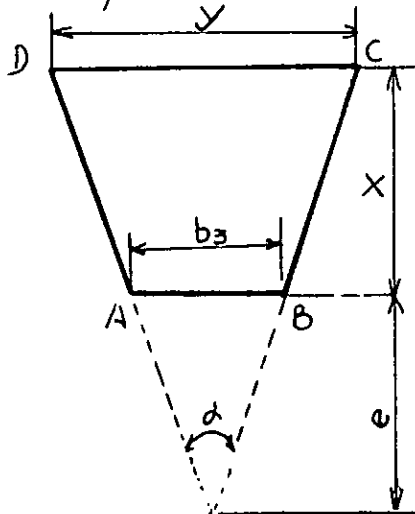
b) Condition énergétique

En tant qu'organe fixe, elle ne pourra jamais recueillir du travail utile. Elle transforme l'énergie cinétique en pression.

$$\Rightarrow r_1 c_{1M} = r_2 c_{2u} = c_{te}$$

232. Tracé

Nous prenons une volute en forme de trapèze.



1. Choix :

$d = 34^\circ$ pour éviter le décollement.

e = intervalle entre roue. valoute

en pratique on prend $e = r_3 - r_2 = \frac{r_2}{30}$

Soit $e \approx 0,0043$ m

$$b_3 = b_2 + 3 \text{ mm} = 10 + 3 = 13 \text{ mm}$$

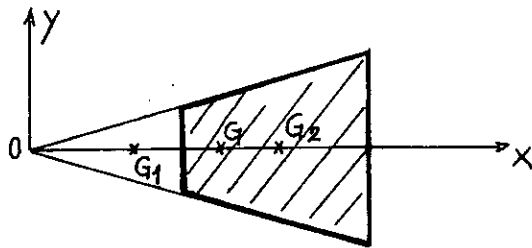
4. Calcul de la hauteur moyenne

$$X_m = \frac{\sum_{i=1}^8 X_i}{8} = 0,0171 \text{ m}$$

5. Calcul de la surface moyenne.

$$S_m = \frac{Y_m + b_3}{2} X_m = 1,518 X_m^2 + 0,013 X_m.$$

6. Calcul du Centre de gravité de la surface moyenne:



$$OG = \frac{\sum_{i=1}^2 OG_i S_i}{\sum_{i=1}^2 S_i}$$

$$OG_1 = \frac{2}{3} e = \frac{2}{3} \times 0,0043 = 0,00286 \text{ m.}$$

$$OG_2 = 0,0043 + \frac{X}{3} + \frac{b_3 + 2Y}{b_3 + Y} = 0,0154 \text{ m}$$

$$\Rightarrow OG = \frac{OG_1 S_1 + OG_2 S_2}{S_1 + S_2} = \frac{0,0045}{1,524} = 0,030$$

7. Calcul de X_m : $X_m = 0,030 - e = 0,030 - 0,0043 = 0,0257 \text{ m}$

8. Calcul du rayon moyen.

$$r_m = \frac{d_2}{2} + x_m + 0,0043$$

$$r_m = \frac{257}{2} + 0,0257 + 0,0043 = 0,158 \text{ m}$$

9. Calcul de la longueur moyenne.

$$l_m = 2\pi r_m = 2 \times 3,14 \times 0,158 = 0,995 \text{ m}$$

2. Calcul de C_{3m} .

La vitesse d'écoulement dans la volute est calculée au moyen de :

$$C_{3m} = K \sqrt{2gH} \quad K \text{ est donné par } K = f(N_s)$$

Soit $K = 0,365$.

$$C_{3m} = 0,365 \sqrt{2 \times 9,81 \times 70} = 13,52 \text{ m/s}$$

3. Calcul des différentes valeurs de x .

Considérons le trapèze ABCD, soit S sa section

$$S = \frac{Y + b_3}{2} X = Y + \frac{0,013}{2} X$$

$$\text{on a aussi } \frac{b_3}{Y} = \frac{e}{X+e} \Rightarrow Y = \frac{b_3 X}{e} + b_3$$

$$\text{donc } S = \frac{b_3/e \cdot X + 2b_3}{2}$$

$$S = 1,518 X^2 + 0,013 X$$

$$\text{or } SC_{3m} = nQp$$

$$\Rightarrow X^2 + 0,0086 X - 0,000285 n = 0$$

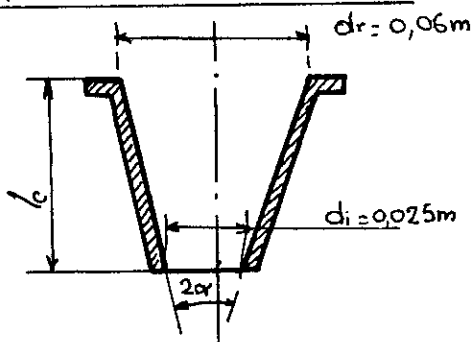
$$\text{Pour } n = 1/8 \quad \text{on a } X = 6,86 \text{ mm}$$

$$\text{" } n = 2/8 \quad \text{" } X = 10,89 \text{ "}$$

$$\text{" } n = 3/8 \quad \text{" } X = 14,06 \text{ "}$$

Pour $n = 4/8$	on a	$X = 16,76 \text{ mm}$
Pour $n = 5/8$	"	$X = 19,14 \text{ ''}$
" $n = 6/8$	"	$X = 21,30 \text{ ''}$
" $n = 7/8$	"	$X = 23,50 \text{ ''}$
" $n = 8/8$	"	$X = 25,10 \text{ ''}$

10. Calcul du cône de sortie.



Prenons $\alpha = 6^\circ$.

$$\text{tg } \alpha = \frac{d_r - d_i}{2 l_c} \Rightarrow l_c = \frac{d_r - d_i}{2 \text{tg } \alpha}$$

$$\text{Soit } l_c = \frac{0,060 - 0,025}{2 \text{tg } 6^\circ} = 0,166 \text{ m}$$

11. Calcul de la longueur de l'aube l_m :

C. PFEIDERER propose $\frac{l_m}{t_{mn}} = 2$

$$\text{avec } t_{mn} = t_m \sin \beta_m$$

$$t_{mn} = \frac{\pi d_1 + d_2}{2Z} \sin (\beta_1 + \beta_2)$$

$$\text{Soit } l_m = 2 t_{mn} = 2 \times \frac{\pi (0,088 + 0,257)}{6} \sin \frac{25,22 + 21,65}{1}$$

$$l_m = 0,072 \text{ m}$$

La volute sera en fonte. $f_t 20$

24- Calcul des pertes hydrauliques:

Elles comprennent les pertes par frottement dans les canaux et les pertes par transformation d'énergie dans la roue, la volute et le cône de sortie.

241. Pertes dans la roue.

1. Par transformation d'énergie ; Elle est donnée par:

$$h_{pr} = 0,05 H_2 = \left(1 - \frac{\Psi}{4}\right) H$$

$$h_{pr} = 0,05 \left(1 - \frac{0,91}{4}\right) \cdot 70$$

$$h_{pr} = 2,703 \text{ m}$$

2. Par frottement dans les canaux:

$$h_{fr} = \frac{1}{4} l \frac{2e + 2b}{cb} \frac{W^2}{2g}$$

$$\text{Avec } b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{20 + 10}{2} = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{14,77 + 13,03}{2} = 13,9 \text{ m/s}$$

$$e = 0,021 \text{ m (environ)}$$

$$l_m = 0,072 \text{ m}$$

Calcul de d

$$\text{on a } Re = \frac{bW}{2 \gamma_{\text{eau}}} = \frac{0,0159 \times 13,9}{2 \cdot 1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,096 \cdot 10^6$$

Soit $d = 0,038$ (KOVATS page 13 fig 32)

$$f_{fr} = \frac{1}{4} \times 0,038 \times \frac{2 \cdot (0,021 + 0,0159)}{0,021 \times 0,0159} \frac{0,072}{2 \cdot 9,81} \frac{13,9^2}{2}$$

$$h_{fr} = 1,488 \text{ m}$$

242. Pertes dans la volute

1. Par transformation d'énergie

$$h_{pv} = 0,05 \Psi \frac{H}{4}$$

$$h_{pv} = 0,05 \frac{0,91 \times 60}{4} = 0,682$$

2. Par frottement

$$h_{fv} = d_r \frac{l_m}{d_m} \frac{C_{3m}^2}{2g}$$

$$\text{Avec } d_r = 0,0096 + \frac{1}{\sqrt{d_m}} \left(\sqrt{K} + 1,7 \sqrt{\frac{v}{C_{3m}}} \right)$$

(Formule de Mises pour canaux des diffuseurs pompes). où $\sqrt{K} = 6 \cdot 10^{-3} \div 10 \cdot 10^{-3}$.

$$\text{Prenons } \sqrt{K} = 8 \cdot 10^{-3}$$

$$\Rightarrow d_r = 0,0246$$

$$h_{fv} = 0,0246 \cdot \frac{0,995}{0,317} \cdot \frac{13,52^2}{2 \times 9,81} = 0,720 \text{ m.}$$

243. Pertes dans le cône :

$$h_c = d_r \frac{l_c}{d_{mc}} \frac{C_{3m}^2}{2g}$$

$$h_c = 0,0246 \times \frac{0,166}{0,0425} \cdot \frac{13,52^2}{2 \times 9,81} = 0,897 \text{ m}$$

244. Pertes totales :

$$\Sigma h_p = h_{pr} + h_{fr} + h_{pv} + h_{fv} + h_c$$

$$\Sigma h_p = 2,703 + 1,488 + 0,682 + 0,720 + 0,897$$

$$\text{Soit } \Sigma h_p = 6,49 \text{ m.}$$

245. Calcul de la hauteur réelle:

$$H_r = H_{thz} - \sum h_p$$

$$H_r = \frac{U_2 C_2 U}{g(1+p)} - \sum h_p = \frac{39 \times 26,65}{9,81(1+1+0,267)} - 6,49$$

$$H_r = 77,13 \text{ m}$$

246. Calcul du rendement hydraulique:

$$\eta_h = \frac{H_r}{H_{thz}} = \frac{77,13}{83,62} = 0,922$$

Remarque: le rendement hydraulique dépend des formes aérodynamiques des éléments destinés à guider le fluide - de la rigidité de leurs parois et de leurs dimensions.

25- Calcul des pertes volumétriques

Entre éléments rotatifs et immobiles des pompes, on utilise des joints d'étanchéités qui séparent les régions soumises à des pressions différentes. Entre les jeux des joints apparaissent des fuites appelées fuites volumétriques.

251. Pertes par fuite du joint.

Elle est donnée par la formule.

$$q'_f = \pi d_0 J \sqrt{\frac{2gHtR}{\lambda \frac{L}{J} + 1,5}}$$

Avec $J = 0,00015 \text{ m}$.

$$\frac{L}{J} = \frac{1}{30} : \frac{1}{50} \quad \text{on prend } \frac{L}{J} = \frac{1}{30}$$

$$\lambda = 0,025 \div 0,05 \quad \text{on prend } \lambda = 0,04$$

$$q'_f = 3,14 \times 0,088 \times 0,00015 \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 77,13}{0,04 \times \frac{1}{30} + 1,5}}$$

$$\text{Soit } q'_f = 0,00131 \text{ m}^3/\text{s}$$

252. Pertes au niveau des chicanes.

$$q''_f = \frac{Q_p}{1000} \frac{d_1}{d_2} \frac{1}{K_d} \sqrt{0,75 + 0,25 \left(\frac{0,088}{0,257} \right)^2 \left(\frac{1 - 0,91}{2} \right)^2}$$

$$q''_f = 0,0042 \text{ m}^3/\text{s} \quad (0,91 = \psi)$$

253. Pertes totales.

$$q_{ft} = q'_t + q''_t = 0,00131 + 0,00042$$

$$q_{ft} = 0,00172 \text{ m}^3/\text{s}$$

254. Calcul du rendement.

$$\eta_r = \frac{Q_p}{Q_p + q_{ft}} = \frac{0,0058}{0,0058 + 0,00172} = 0,772$$

26. Calcul des pertes mécaniques:

Elles comprennent les pertes dues aux frottements mécaniques des presses étoupes, des paliers, du liquide sur les parois des canaux ...

261: Puissance utile:

$$P_u = \frac{\rho Q_p H_{th}}{75} = \frac{1000 \times 0,00583 \times 77,13}{75} = 5,995 \text{ cv}$$

262: Puissance théorique:

$$P_{th} = \frac{P_u}{\eta_v \eta_h} = \frac{5,995}{0,77 \times 0,99} = 8,422 \text{ cv}$$

263: Puissance dissipée par frottement liquide - paroi:

$$P_f = C U_2^3 d_2^2 \left(1 + \frac{5 b_2}{d_2} \right) \text{ avec } C = 8 \cdot 10^{-5} \text{ (poureau)}$$

$$P_f = 8 \cdot 10^{-5} \times 39^3 \times 0,257 \left(1 + 5 \times \frac{0,010}{0,257} \right) = 0,274 \text{ cv}$$

264: Puissance dissipée dans les paliers, les presses-étoupes:

Généralement, elle ne dépasse pas 1% de la puissance utile.

$$P_m = 0,01 P_u = 0,01 \times 5,995 = 0,0599 \text{ cv}$$

265: Calcul du rendement mécanique:

$$\eta_m = \frac{P_{th}}{P_{th} + P_m + P_f} = \frac{8,422}{8,422 + 0,0599 + 0,274} = 0,96$$

266: Calcul du rendement global:

$$\eta_g = \eta_v \times \eta_m \times \eta_h = 0,77 \times 0,96 \times 0,92 = \underline{0,68}$$

27. Détermination des caractéristiques de la pompe:

271: Tracé de la hauteur théorique à nombre d'aubes ∞ $H_{th\infty}$:

$$\text{On a } H_{th\infty} = \frac{U_2}{g} C_{2U} = \frac{U_2}{g} (U_2 - w_{2U})$$

Q (m ³ /s)	U ₂ (m/s)	w _{2U} (m/s)	H _{th∞} (m)
0	39	0	125,59
0,0058	39	12,11	106,9

La relation $H_{th\infty} = f(Q)$ aura pour courbe représentative la droite AB.

272: Tracé de la hauteur théorique à nombre d'aubes finies H_{th2} :

$$\text{On a } H_{th2} = \frac{H_{th\infty}}{1+p} \quad \text{avec } p = 0,267.$$

Q (m ³ /s)	H _{th∞} (m)	H _{th2} (m)
0	125,59	99,12
0,0058	106,9	84,37

273: Tracé des pertes de charges hydrauliques totales,

Elles sont proportionnelles au carré du débit. Soit

$$\Sigma h_p = \alpha_1 Q^2$$

calcul de la constante α_1 :

$$\text{Pour } Q_p = 0,0058, \Sigma h_p = 6,49 \text{ m}$$

$$\alpha_1 = \Sigma h_p / Q_p^2 = 6,49 / 0,0058^2 = 190,95 \cdot 10^3 \text{ s}^2/\text{m}$$

Q m ³ /s	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,0058	0,006	0,007	0,008	0,009
Σhp (m)	0	0,76	1,73	3,05	4,77	6,87	9,35	12,20	15,46	-

La courbe Σhp = f(Q) est représentée par "CD"

274: Tracé des pertes de charge dues aux chocs:

Elles sont données par la formule :

$$\Delta h_s = \alpha_2 \left(1 - \frac{Q}{Q_p}\right)^2$$

α₂ coefficient dépendant des vitesses périphériques.

$$\text{soit } \alpha_2 = \frac{\varphi}{2g} \left(U_1^2 + \frac{U_2^2}{(1+p)} \right) -$$

$$\alpha_2 = \frac{0,3 + \frac{0,6\beta_2}{60}}{2g} \left(U_1^2 + \frac{U_2^2}{(1+p)} \right)$$

$$\alpha_2 = \frac{0,516}{2 \cdot 9,81} \left(13,36^2 + \frac{39^2}{(1+0,267)} \right) = 36,26$$

Q (m ³ /s)	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,0058	0,006	0,007	0,008	0,009
Δh _c (m)	36,26	15,65	8,54	3,57	0,74	0	0,03	1,46	5,02	10,72

Δh_s = f(Q) est représentée par la courbe "FG."

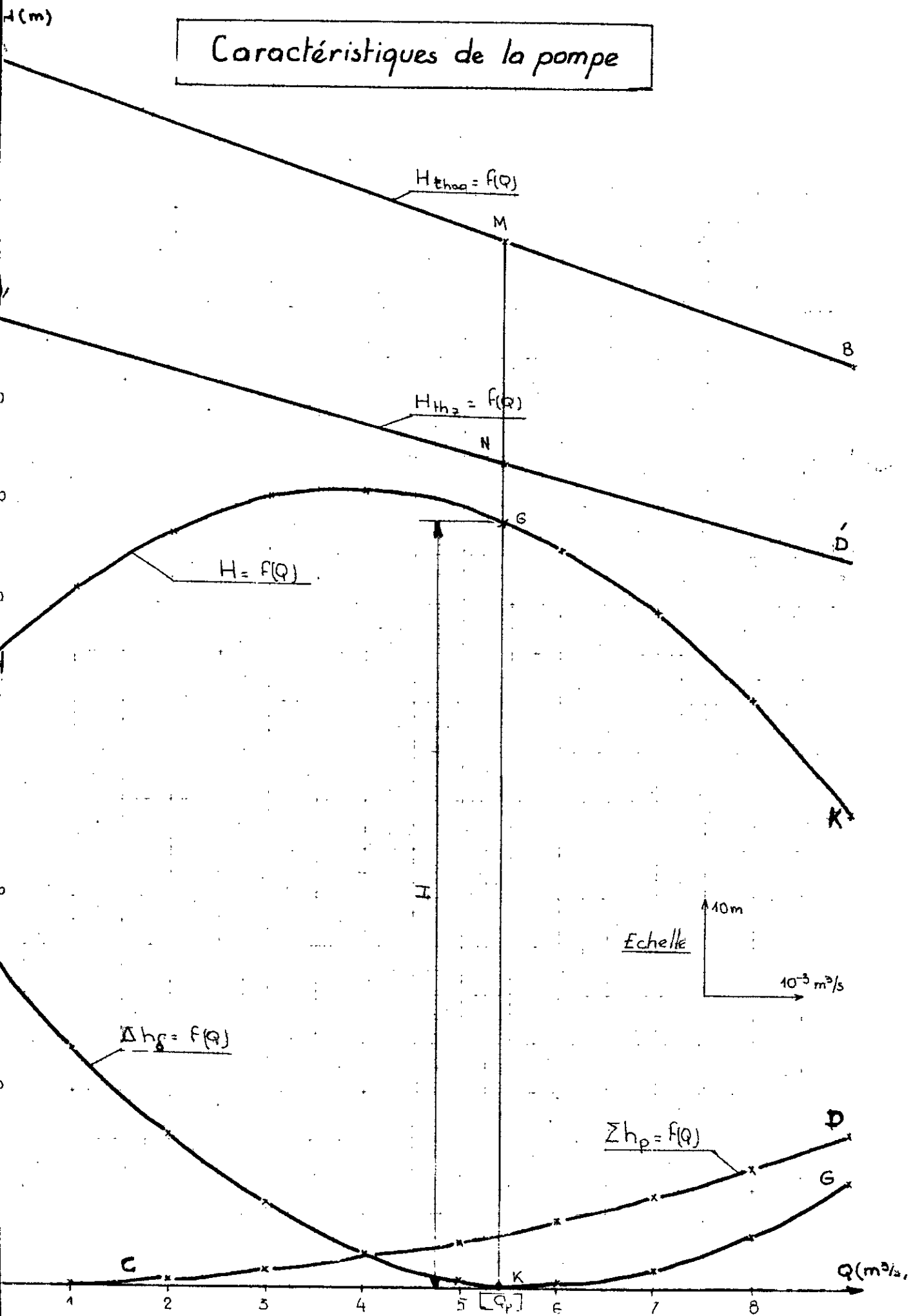
275: Tracé de la courbe H = f(Q)

Elle est tracée point/point en additionnant pour un même débit les valeurs de H_{H₂}, Δh_c et Σhp.

Elle est donnée par la courbe "HK"

Fig : 20

Caractéristiques de la pompe



Caractéristiques de la pompe

$H_{thaa} = f(Q)$

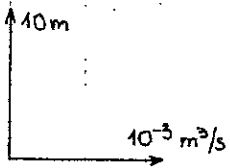
$H_{thz} = f(Q)$

$H = f(Q)$

$\Delta h_g = f(Q)$

$\Sigma h_p = f(Q)$

Echelle



$Q (m³/s)$

1

2

3

4

5

6

7

8

$[Q_p]$

C

D

G

M

N

G

I

K

B

D

K

28: Courbes des rendements:

281: Rendement hydraulique $\eta_h = f(Q)$

Q (m ³ /s)	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
H _r (m)	66	77	81	81,5	80	75,5	69	60,75	48,5
H _{H₂} (m)	98	93,5	91	88	85,5	82,5	80	77,25	74,5
$\eta_h = \frac{H_r}{H_{H_2}}$	0,67	0,82	0,89	0,92	0,93	0,91	0,86	0,78	0,65

Les valeurs de H_r et H_{H₂} sont prises des courbes H_i = f(Q) (Fig 2a)

282: Rendement volumétrique $\eta_v = f(Q)$

$$\eta_v = \frac{Q_p}{Q_p + Q_{ft}}$$

avec $Q_{ft} = q'_f + q''_f$ où q'_f et q''_f sont calculés par les formules du paragraphe "calcul des fuites"

Q (m ³ /s)	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
$q'_f \cdot 10^{-3}$ (m ³ /s)	1,48	1,48	1,43	1,41	1,39	1,36	1,34	1,32	1,30
$q''_f \cdot 10^{-3}$ (m ³ /s)	0	0,14	0,22	0,28	0,36	0,43	0,51	0,57	0,64
$q_{ft} \cdot 10^{-3}$ (m ³ /s)	1,48	1,62	1,65	1,69	1,75	1,79	1,85	1,89	1,94
η_v	0	0,55	0,64	0,70	0,74	0,77	0,79	0,80	0,82

283: Rendement mécanique:

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_t + P_{tm}} \quad \text{Avec} \quad P_t = \frac{P_u}{\eta_v \cdot \eta_h}, \quad P_{tm} = P_f + P_m$$

Q (m³/s)	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
P _u (w)	0	1835,1	2679	3454,3	4195,2	4857,3	5495,4	6064,6	6579,8
P _t (w)	0	4040,3	4659,6	5313,8	6048,8	6894,5	8059,7	9549,3	12281
P _f (w)	201,6	201,6	201,6	201,6	201,6	201,6	201,6	201,6	201,6
P _m (w)	0	40,1	46	53,1	60,5	68,9	80,6	95,5	122,8
P _{tm} (w)	201,6	241,7	247,6	254,8	262,1	270,6	282,2	297,1	324,4
P _{tm} + P _f (w)	201,6	4252,1	4907,3	5568,6	6310,8	7165,1	8241,9	9846,4	12605,4
η _m	0	0,943	0,949	0,954	0,958	0,962	0,966	0,970	0,974

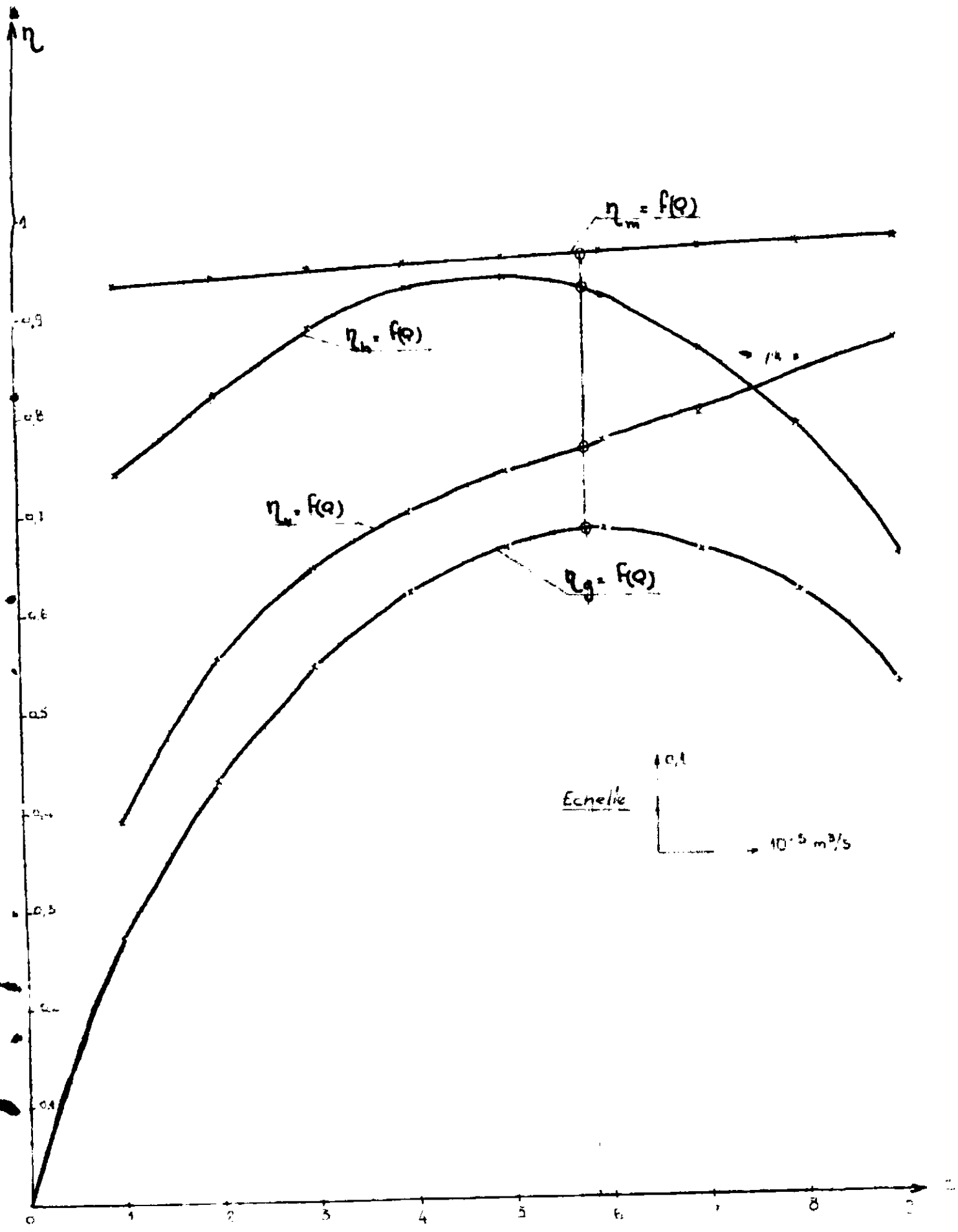
284: Rendement global:

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Q (m³/s)	0	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
η _h	0,67	0,82	0,89	0,92	0,93	0,91	0,86	0,78	0,65
η _v	0	0,55	0,66	0,70	0,74	0,77	0,79	0,80	0,82
η _m	0	0,943	0,949	0,954	0,958	0,968	0,966	0,970	0,974
η _g	0	0,43	0,54	0,62	0,66	0,68	0,65	0,61	0,52

La courbe $f(Q) = \eta_m$ est représentée dans la figure 26.

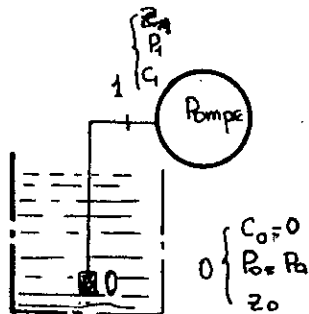
- Courbes des rendements.



29. Calcul de la poussée axiale :

Dans les roues d'une ouïe, la poussée axiale existe, car le flasque arrière limité par les diamètres d_2 et d_1 est soumis d'un côté à la pression d'aspiration P_1 et de l'autre à la pression de sortie P_2 .

291: calcul de la pression d'aspiration P_1 :



D'après BERNOULLI on a:

$$\frac{P_1 - P_0}{\rho} + \frac{1}{2} (C_1^2 - C_0^2) + g(z_1 - z_0) + gJ_a = 0$$

Avec $J_a = 1,03 \text{ m}$ perte de charge à l'aspiration (calcul tuyau)

$$z_1 - z_0 = 1,8 \text{ m}$$

$$C_1 = 1,17 \text{ m/s}$$

Nous supposons $C_0 = 0$, $P_0 = P_a = 1,0130 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$$\text{d'où } \frac{P_a - P_1}{\rho} = g(z_1 - z_0) + \frac{1}{2} C_1^2 + gJ_a$$

$$P_1 = 1,013 \cdot 10^5 - 28,44 \cdot 10^3 = 72800 \text{ N/m}^2$$

292 : calcul de la pression de sortie P_2 :

$$\text{On a } P_2 = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2)$$

$$P_2 = \frac{1000}{2} (14,77^2 - 13,03^2 + 39^2 - 13,36^2)$$

Soit $P_2 = 695441,2 \text{ N/m}^2$

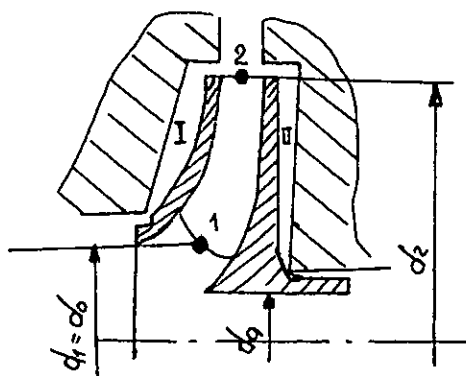
293: calcul de la pression ΔP_{II} due à la rotation du fluide sur la face II:

$$\Delta P_{II} = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{8g} = 1000 \times \frac{14,77^2 - 13,03^2}{8 \times 9,81} = 616,36 \text{ N/m}^2$$

294: calcul de la pression ΔP_I due à la rotation du fluide sur la face I:

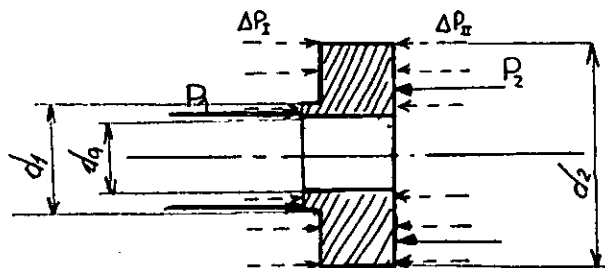
$$\Delta P_I = \rho \frac{u_2^2 - u_0^2}{8g}$$

Comme $u_1 = u_0$, donc $\Delta P_I = \Delta P_{II} = 616,36 \text{ N/m}^2$.



295: calcul de la poussée axiale :

Nous assimilons la roue à une plaque dont la répartition des forces est représentée cidessous.



Bilan des forces:

$$F_I = F_{II}$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_a^2) P_2$$

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_a^2) P_1$$

la force axiale est: $F_a = F_2 - F_1$

$$F_a = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_a^2) (P_2 - P_1) = \frac{3,14}{4} (0,088^2 - 0,025^2) (69544,2 - 7200)$$

soit $F_a \approx 3482 \text{ N}$

Cette poussée est légèrement faible; pour l'équilibrer, nous prévoyons des trous au niveau de l'entrée de la roue.

210. Calcul mécanique.

210.1: Calcul des roulements :

On sait que $P = X F_r + Y F_a$ avec F_r charge radiale
 F_a charge axiale
 P charge équivalente

X et Y des coefficients fournis par les tables des constructeurs.

Etant donné que dans notre cas F_r est négligeable devant F_a , d'où : $P = Y F_a$.

Nous supposons que la durée de vie des roulements pour les pompes est de $h = 50.000$ heures.

Le catalogue donne $K = 3$ (roulements à billes à contact obliques)

$$\text{soit } h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \times N} =$$

$$50.000 = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \times 2900} \Rightarrow \frac{C}{P} = 20,6$$

$$\text{d'où } C = 20,6 P = 20,6 Y F_a = 20,6 \times 0,55 \times 348,2 = 3945 \text{ daN}$$

Soient des roulements à billes à contact obliques ayant pour

$$\text{dimensions } \left. \begin{array}{l} d = 40 \text{ mm} \\ D = 90 \text{ mm} \\ b = 20 \text{ mm} \\ r = 1,5 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

Serie 03.

- 14

La charge dynamique $C = 4500$ daN, la charge statique $C_0 = 3350$ daN.

210.2: Calcul de la clavette

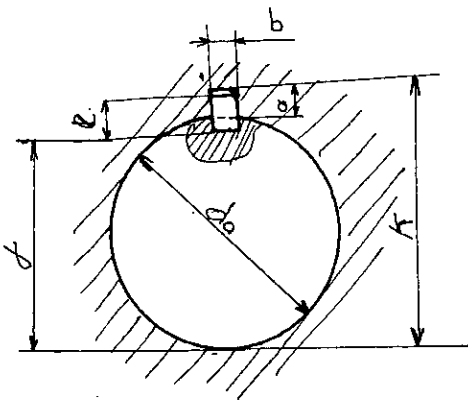
Il s'agit de la clavette qui lie la roue à l'arbre en rotation

Le couple à transmettre est de 19,75 m.N.

L'effort tangentiel sur cette clavette est:

$$T = \frac{M}{\frac{d_2}{2}} = \frac{19,75}{\frac{0,257}{2}} = 153,69 \text{ N}$$

soit $T = 154 \text{ N}$.



les valeurs de b et e sont données par les normes en fonction de

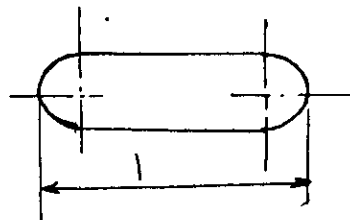
$$d_a = 25 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$e = 7 \text{ mm}$$

$$j = d_a + 3,3 = 28,3 \text{ mm}$$

$$a = 3 \text{ mm}$$



La clavette est en acier $R_p = 100 \text{ daN/mm}^2$

calcul de la longueur l

$$\text{On a } \frac{T}{S} \leq R_p \Rightarrow l \geq \frac{T}{b \times R_p} = \frac{154}{8 \times 100} = 0,19 \text{ mm}$$

Nous adoptons une longueur $l = 35 \text{ mm}$

2103: Vérification de l'arbre de la pompe :

2103.1: Poids de la roue et de l'écrou:

- le volume total des aubes est :

$$V = z \cdot l_m \cdot e_m \cdot b_m \quad \text{avec } z = 6 \text{ aubes}$$

$$l_m = 0,072 \text{ m}$$

$$b_m = (b_1 + b_2) / 2 = 0,015 \text{ m}$$

$$e_m \approx 0,003 \text{ m}$$

$$V = 6 \times 0,072 \times 0,003 \times 0,015 = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \approx 0,02 \text{ dm}^3$$

- le volume de la partie cylindrique de diamètre $d_h = 35 \text{ mm}$

$$V = \frac{\pi d_h^2}{4} \cdot L \quad \text{avec } L = 55 \text{ mm (relevé sur le dessin)}$$

$$V = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \times 55 = 0,053 \text{ dm}^3$$

$$\text{La roue est en fonte} \Rightarrow \rho_{\text{fonte}} = 7,2 \text{ Kg/dm}^3$$

- le volume total de la roue est de:

$$V = 0,02 + 0,053 = 0,055 \text{ dm}^3$$

- la masse de la roue est de:

$$m = \rho_{\text{fonte}} \cdot V = 0,055 \times 7,2 = \underline{0,4 \text{ Kg}}$$

- la masse de la demi-sphère servant d'écrou:

$$\text{Elle est en acier} \Rightarrow \rho_{\text{acier}} = 7,8 \text{ Kg/dm}^3$$

$$V' = \frac{2}{3} \pi R_h^3 = \frac{2}{3} \times 3,14 \times (0,35)^3 = 0,089 \text{ dm}^3$$

$$m' = \rho_{\text{acier}} \cdot V' = 7,8 \times 0,089 = \underline{0,7 \text{ Kg}}$$

- la masse totale $m_f = m + m' = 1,1 \text{ Kg}$

210.32: Poids de l'arbre:

Volume $V_a = \frac{\pi d_m^2}{4} \times L$ sachant que le diamètre moyen

$d_m = 0,35 \text{ dm}$, la longueur $L = 4 \text{ dm}$,

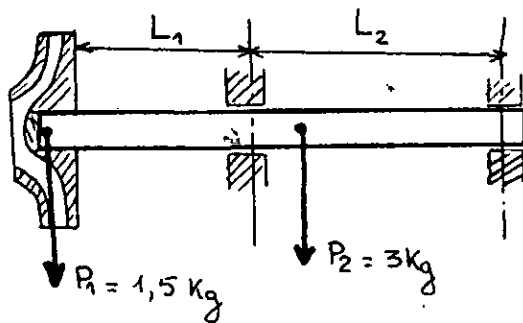
donc $V_a = \frac{3,14}{4} \times (0,35)^2 \times 4 = 0,385 \text{ dm}^3$

$\rho_{\text{acier}} = 7,8 \text{ Kg/dm}^3$.

d'où la masse de l'arbre

$$m_a = V_a \cdot \rho = 0,385 \times 7,8 \approx \underline{3 \text{ Kg}}$$

210.33: calcul de la flèche:



$$L_1 = 15 \text{ cm}$$

(relevées sur le dessin).

$$L_2 = 12,5 \text{ cm}$$

La flèche est donnée par la formule:

$$f = \frac{P_1 (f_1' + f_2')^2 + P_2 (f_1 + f_2)^2}{P_1 (f_1' + f_2') + P_2 (f_1 + f_2)}$$

Avec

$$f_1 = \frac{P_2 L_1 L_2^2}{12 EI}$$

I : moment d'inertie de l'arbre

$$I = \frac{\pi d_m^4}{32} = \frac{3,14 \times 3,5^4}{32} = 147323 \text{ mm}^4.$$

E : module d'Young $E_{\text{acier}} = 2 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2$

$$f_1 = \frac{P_2 L_1 L_2^2}{12 EJ} = \frac{3 \times 125^2 \times 150}{12 \times 2 \times 10^6 \times 14723} = 1,98 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{5 P_2 L_2^3}{384 EJ} = \frac{5 \times 3 \times 125^3}{384 \times 2 \times 10^6 \times 14723} = 0,25 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

$$f'_1 = \frac{P_1 (L_1 + L_2) L_1^2}{3 EJ} = \frac{1,5 (125 + 150) 150^2}{3 \times 2 \times 10^6 \times 14723} = 7,30 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

$$f'_2 = \frac{P_2 L_1 L_2^3}{24 EJ} = \frac{3 \times 150^3 \times 125}{24 \times 2 \times 10^6 \times 14723} = 124 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

d'où

$$f = \frac{P_1 (f'_1 + f'_2)^2 + P_2 (f_1 + f_2)^2}{P_1 (f'_1 + f'_2) + P_2 (f_1 + f_2)} = \frac{1,5 [(124 + 7,3) \cdot 10^{-6}]^2 + 3 [(1,98 + 0,25) \cdot 10^{-6}]^2}{1,5 (124 + 7,3) \cdot 10^{-6} + 3 (1,98 + 0,25) \cdot 10^{-6}}$$

soit $f = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

Rq: Nous constatons que la flèche de l'arbre est très faible

210.34: Vitesse critique:

La vitesse critique est la vitesse à laquelle la flèche deviendrait infinie.

Soit N_{cr} cette vitesse.

$$N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{g}{f}}$$

$$N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{981}{1,26 \cdot 10^{-4}}} = 84.266 \text{ trs/mm}$$

N_{cr} est très supérieure à la vitesse de régime, donc l'arbre est très loin de la zone dite "dangereuse".

Vérification de l'arbre en flexion:

$$\text{ona } d \geq \sqrt[3]{\frac{P_1 L_1}{0,1 \sigma_0}} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \times 150}{1000}} = \underline{19 \text{ mm.}}$$

Ce diamètre est inférieur au diamètre $d_0 = 25 \text{ mm}$.

III. Calcul de la cuve hydropneumatique.

31. Capacité de la cuve:

La cuve devra non seulement présenter une étanchéité rigoureuse, mais également une capacité largement calculée, ceci de manière à assurer une réserve suffisante en cas de panne d'électricité.

En cours de service, on sait qu'une partie de l'air contenue dans la cuve se trouvera éliminée en solution dans l'eau, d'où fréquence accélérée de mise en route; donc pour satisfaire le bon fonctionnement on a intérêt à maintenir dans la cuve la quantité d'air maxi, ce qui intervient dans la capacité utile de la cuve.

La consommation journalière étant connue, on admet généralement le volume de la réserve d'eau comme le $1/20$ de celle-ci

$$\text{Soit } V_{\text{rés}} = \frac{1}{20} \times 100 = 5 \text{ m}^3$$

Les données nous imposent une réserve de 10 m^3 , donc nous prenons deux (2) cuves (5 m^3 chacune), montée en parallèle. Cette solution s'avère la plus économique qu'une unique cuve de forte capacité très onéreuse en l'achat du fait de leur forme très complexe.

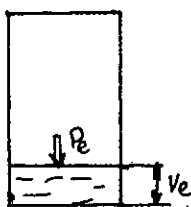
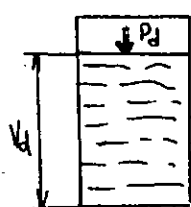
Donc entre autre, le volume de la cuve d'eau met en cause

- le débit de la pompe
- la gamme de pression
- la consommation
- le nombre de démarrages.

32: Pression d'enclenchement P_e :

Elle est déterminée par l'ordonnée du point de fonctionnement de l'installation. Soit dans notre cas une hauteur de refoulement de 16 m, d'où la pression d'enclenchement $P_e = 1,6 \text{ bars}$ * Par raison de sécurité nous prenons $P_e = 2 \text{ bars}$.

33: Calcul du volume total de la cuve: V_t



$$P_d = 6 \text{ bars}$$

$$P_e = 2 \text{ bars}$$

Partant de la loi de MARIOTTE $PV = \text{cte.}$

$$P_d V_d = P_e V_e$$

$$\text{On a } V_e = V_d + V_{re} = V_d + 5$$

$$\text{d'où } P_e (V_d + 5) = P_d V_d$$

$$\text{Soit } V_d = \frac{5 P_e}{P_d - P_e} = \frac{5 \times 2}{6 - 2} = 2,5 \text{ m}^3$$

$$\text{Or } V_t = V_d + V_e = 2,5 + 5 = 7,5 \text{ m}^3$$

Ce volume est celui de la partie située au dessus des... deux orifices d'arrivée et de refoulement. Prenons un volume "mort" V_m sous peine de refouler de l'air dans la distribution. Ce volume sera ajouté au volume calculé. Généralement $V_m = 10\% V_t$.

$$\text{Soit } V = V_t + V_m = V_t (1 + 0,1) = 8,25 \text{ m}^3$$

$$\text{Adoptons } V = 8,5 \text{ m}^3.$$

34: Dimensions de la cuve:

$$\text{On a } V = 8,5 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h \quad \textcircled{1}$$

Soit S_T la surface de la tôle

$$S_T = 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} + \pi d h \quad \textcircled{2}$$

Nous voulons avoir une hauteur et un diamètre maximum et une économie de matière.

de l'équation ① on a : $h = \frac{4V}{\pi d^2}$

d'où " ② s'écrit : $S_T = \frac{\pi d^2}{2} + 4 \frac{V}{d}$

La différentielle de S_T est :

$$\frac{dS_T}{d.d} = \pi d - \frac{4V}{d^2}$$

le diamètre est maximum si $\frac{dS_T}{d.d}$ est nulle

$$\text{donc } \pi d - \frac{4V}{d^2} = 0.$$

$$\pi d^2 - 4V = 0$$

$$\text{d'où } d = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 8,5}{3,14}} = \underline{2 \text{ m.}}$$

la hauteur h est :

$$h = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 \times 8,5}{3,14 \times 2^2} = \underline{2,6 \text{ m}}$$

35: Calcul de l'épaisseur :

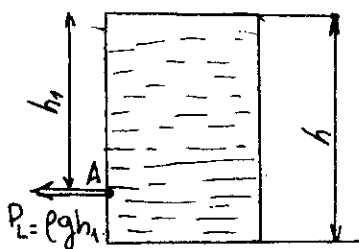
Les appareils à pression peuvent être soumis aux sollicitations suivantes:

- Pression intérieure ou extérieure.
- Pesanteur (son propre poids plus celui du contenu).
- Action des intempéries.

- différence de température.

Dans notre étude nous considérons seulement que les 2 premières sollicitations.

351: Calcul de la pression sur la paroi latérale:



Nous choisissons un réservoir cylindre, car les réservoirs prismatiques sont réservés pour les petits volumes du fait des faces planes qui doivent être raidies.

Les réservoirs cylindriques à fonds bombés sont plus résistants.

L'eau de masse volumique ρ exerce une pression en A de

$$P_L = \rho g h_1$$

La pression moyenne exercée sur la paroi latérale est de

$$P_L = \rho g h$$

Le volume d'eau est de $\frac{\pi d^2}{4} h_{\text{eau}} = 6 \text{ m}^3$

$$\text{donc } h_{\text{eau}} = \frac{4 V_{\text{eau}}}{\pi d^2} = \frac{4 \times 6}{\pi \cdot 2^2} = 1,9 \text{ m}$$

$$\text{Soit } P_L = 1000 \times 9,81 \times 1,9 = 19000 \text{ Pascal} = 0,19 \text{ bars}$$

Prenons $P_L = 0,2 \text{ bars}$.

352. Calcul de l'épaisseur latérale :

Comme la contrainte transversale est deux fois plus grande que la contrainte longitudinale; si la rupture doit se faire, elle se matérialisera par une déchirure suivant une génératrice.

On a $\sigma = \frac{P_{eff} \cdot d}{2 e_f} < \sigma_a$ contrainte normale d'utilisation

Nous adoptons un acier allié XC185 $\Rightarrow \sigma_a = 80 \text{ N/mm}^2$

Soit $e_f = \frac{P_{eff} \cdot d}{2 \sigma_a \varphi}$

$\varphi = 0,7$: coefficient d'affaiblissement de la tôle dû à la soudure.

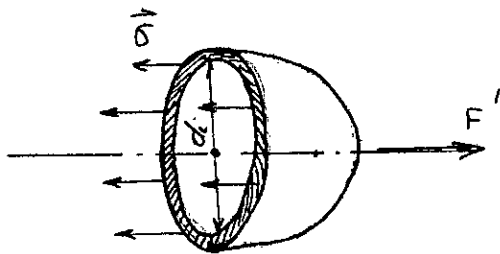
$P_{eff} = 6 + 0,2 + 1 = 7,2 \text{ bars} = 0,72 \text{ N/mm}^2$

$e_f = \frac{2000 \times 0,72}{2 \times 80 \times 0,7} = 12,85 \text{ mm}$

En tenant compte des phénomènes de corrosion, nous prenons une tôle d'épaisseur $e_f = 14 \text{ mm}$.

353: Calcul de l'épaisseur des fonds:

Les fonds sont hémisphériques.



$F' = 3\sigma \Rightarrow P \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} = \pi d e_f \sigma$

d'où $e_f = \frac{P_{eff} d_i}{4 \sigma}$

-63-

$$P_{\text{eff}} = 6 + 0,2 \cdot t = 7,2 \text{ bars}$$

$$e_f = \frac{0,72 \times 2000}{4 \times 80} = 4,5 \text{ mm}$$

Prenons une tôle d'épaisseur $e_f = 7 \text{ mm}$.

354 : Assemblages des tôles :

Deux tôles peuvent se présenter :

a. En prolongement : On réalise un assemblage

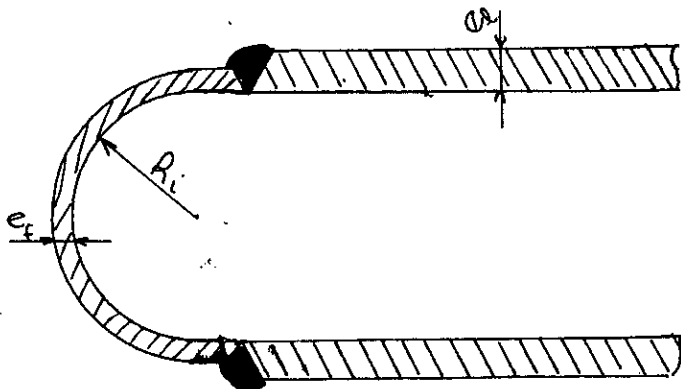
- rivé ou soudé (à recouvrement, à couvre joint).
- soudé à franc-bord.

b. sous un certain angle.

- soudé
- à cornière rapportée rivée ou soudée.

L'épaisseur du fond est plus faible que celle de la paroi latérale.

Pour assembler le fond et la surface latérale, on délarde l'extrémité de la virole pour l'amener à celle du fond et on soude les 2 bouts.



IV. CHOIX DU COMPRESSEUR.

L'eau de consommation est refoulée par la pression requise par l'air à la surface de celle-ci. En réalité, il y aura une certaine quantité d'air ^{qui} sera dissoute dans l'eau.

Cette quantité d'air dissoute suit la loi de HENRY:

$$P = \mu x \quad \text{Avec } P = \text{pression partielle au dessus de la solution}$$
$$x = \text{fraction molaire de l'air dans la solution}$$
$$\mu = \text{coefficient}$$

Le technique de l'ingénieur "Chemical Engineer's Handbook" 5^{eme} édition (Perry and Chilton - Mac Graw-Hill) donne les valeurs de μ pour l'air en fonction de la température.

t°c	10	15	20	25
10 ⁻⁴ μ	5,49	6,07	6,64	7,20

Nous avons $P = 6 \text{ bars} = 5,92 \text{ atmosphères}$.

Prenons $\mu_{20^\circ\text{c}} = 6,64 \cdot 10^{-4}$

$$\text{donc } x = \frac{P}{\mu} = \frac{5,92}{6,64 \cdot 10^{-4}} = 8,9 \cdot 10^5 \text{ mole d'air par mole d'eau}$$

Nous savons qu'une mole d'eau pèse 18 grs et une mole d'air pèse 29 grs.

$$\text{donc } 8,9 \cdot 10^5 \text{ moles pèseront : } 8,9 \cdot 10^5 \times 29 = 25,81 \cdot 10^4 \text{ grs}$$

dans un (1) gr d'eau nous aurons :

-65-

$$\frac{25,81 \cdot 10^{-4}}{18} = 1,437 \cdot 10^{-4} \text{ grs d'air}$$

dans 1 m^3 soit 10^6 grs d'eau on aura: $1,437 \cdot 10^2 = 143,7$ grs d'air dissous dans 1 m^3 d'eau.

Le réserve d'eau est de 10 m^3 , donc il y'aura:

$$143,7 \times 10 = 1437 \text{ grs d'air.}$$

soit $1,5 \text{ kg}$ en moyen.

Or le temps de remplissage t_r est égal au temps d'arrêt de la pompe. $t_r = t_a = 48 \text{ mn.}$

Pendant 1 heure = 60 mn il y aura: $\frac{60 \times 1,5}{48} = 1,87 \text{ Kg}$

Nous choisissons donc un compresseur ayant un débit massique $\dot{m}_a = 2 \text{ kg/h.}$

D'après le catalogue DEMAGA.G. ce compresseur est du type D.

INCENDIE

I CALCUL DE LA TUYAUTERIE

11. Aspiration :

111. Généralités :

Dans toute installation, la conduite d'aspiration est généralement la plus petite. Elle doit tenir compte de :

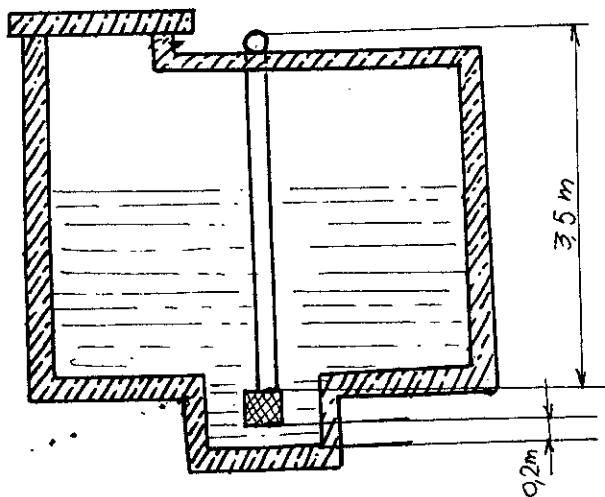
- la hauteur pratique d'aspiration de la pompe.
- la capacité pratique d'aspiration.

Le premier de ces deux éléments ne met en jeu que les seules conditions de l'installation : hauteur géométrique d'aspiration augmentée des pertes de charge.

On doit s'astreindre à prévoir l'installation de la pompe de manière que la hauteur géométrique d'aspiration, ainsi que la longueur développée de la conduite, les plus réduites possibles ; ceci de manière à réduire les effets de la cavitation qui sont dus principalement à la libération de l'air contenu en suspension dans l'eau lorsque celle-ci se trouve soumise à une dépression.

112. Emplacement de la crépine :

Comme il s'agit d'une pompe d'incendie la crépine sera placée à 0,2 mètre du fond d'un puisard construit à cet effet.



La longueur du tuyau vertical est de 3,5 m environ jusqu'au coude où continue le tronçon horizontal dont la longueur est de 2 m.

113. Calcul du diamètre intérieur d_{i0} :

La détermination du diamètre de la conduite doit répondre essentiellement à l'obligation de limiter au strict minimum la valeur de la hauteur géométrique.

Les deux pompes seront montées en parallèle, Elles ne sont pas destinées à fonctionner en même temps. Une pompe doit assurer le débit $Q = 60 \text{ m}^3/\text{heure}$, l'autre sera utilisée qu'en cas ^{de} panne.

Nous choisissons une vitesse d'aspiration $C_a = 1,5 \text{ m/s}$

donc

$$d_{i0} = \sqrt{\frac{353,5 Q}{C_a}} = \sqrt{\frac{353,5 \times 60}{1,5}} = 118,9 \text{ mm}$$

Soit un diamètre normalisé $d_{i0} = 125 \text{ mm}$.

La vitesse sera:

$$C_a = \frac{353,5 Q}{d_{i0}^2} = \frac{353,5 \times 60}{125^2} = 1,36 \text{ m/s.}$$

114. Calcul des pertes de charge:

1. Pertes de charge linéaires:

$$\Delta h_{l0} = \frac{C_a^2}{2g} \cdot \frac{l_0}{d_{i0}} \cdot l$$

$$\text{On a } Re = \frac{C_a \times d_{i0}}{\nu_{\text{eau } 20^\circ}} = \frac{1,36 \times 0,125}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 1,686 \cdot 10^5$$

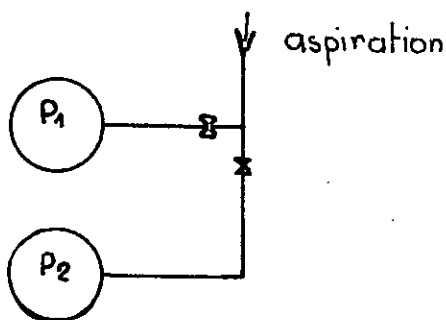
$$\text{BLASIUS donne } \lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}}$$

$$\text{Soit } \lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \times 1,686 \cdot 10^5}} = 0,0156$$

$$\Delta h_{l0} = \frac{1,36^2}{2 \times 9,81} \times \frac{7}{0,125} \times 0,0156 = 0,082 \text{ m.}$$

2. Pertes de charge singulières:

Elles comprennent celles dues aux accessoires de dérivation, de déviation, de vannage.



La conduite comprend:

- 1 crépine - clapet.
- 2 coudes à 90°

- 2 vannes.

$$\text{On a } \Delta h_{sa} = \sum \zeta_i \frac{C_0^2}{2g}$$

		Δh_{sa_i}
Crépine-clapet	$\zeta = 4$	$4 \times \frac{1,36^2}{2 \times 9,81} = 0,377 \text{ m}$
Coudes	$\zeta = 0,3$	$2 \left(0,3 \times \frac{1,36^2}{2 \times 9,81} \right) = 0,028 \text{ m}$
Vanne	$\zeta = 3$	$3 \times \frac{1,36^2}{2 \times 9,81} = 0,283 \text{ m}$
Soit $\Delta h_{sa} = \sum_{i=1}^3 \zeta_i \frac{C_0^2}{2g} =$		0,876 m

3. Perte de charge due à la vitesse du fluide:

$$\Delta h_{ca} = \frac{C_0^2}{2g} = \frac{1,36^2}{2 \times 9,81} = 0,094 \text{ m.}$$

4. Pertes de charge totales:

$$\Delta h_{ta} = \Delta h_{la} + \Delta h_{sa} + \Delta h_{ca} = 0,082 + 0,876 + 0,094.$$

$$\text{Soit } \Delta h_{ta} = 1,052 \text{ m.}$$

Pour les mêmes raisons qu'en 1^{ère} partie, nous prenons un coefficient $F = 1,25$

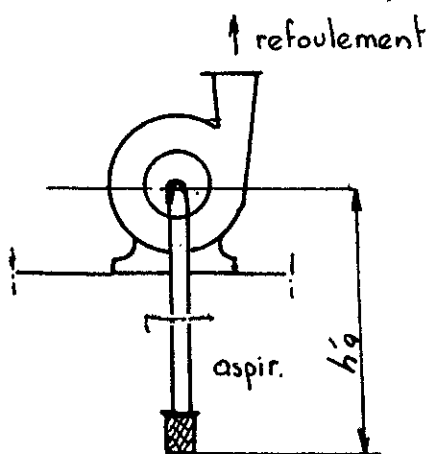
$$\Delta h_{ta} = 1,25 \times 1,052 = 1,315 \text{ m.}$$

Soit h'_a la hauteur géométrique

$$h'_a = 3,5 \text{ m environ (} h'_a = 3,1 + 0,6 - 0,2 \text{, en prenant épaisseur dalle + sortie coude = 0,6)}$$

h_a : hauteur d'aspiration

$$h_a = h'_a + \Delta h_{ta} = 3,5 + 1,315 = 4,815 \text{ m.}$$



12. Refoulement:

Nous devons assurer une pression de 6 bars et un débit $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$. Nous admettons une vitesse de refoulement $C_r = 2,5 \text{ m/s}$

Nous avons $Q = C_r S = C_r \times \frac{\pi d_{ir}^2}{4}$

$$d_{ir} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_r}} = \sqrt{\frac{4 \times 60}{2,5 \times 3,14 \times 3600}} = 0,092 \text{ m}$$

Soit un diamètre normalisé $d_{ir} = 100 \text{ mm}$

La vitesse réelle au refoulement sera

$$C_r = \frac{4Q}{\pi d_{ir}^2} = \frac{4 \times 60}{3,14 \times 0,1^2 \times 3600} = 2,12 \text{ m/s}$$

Remarque: le diamètre de la conduite de refoulement est inférieur - supérieur à celui de l'aspiration.

12.1. Calcul des pertes de charge:

La longueur de la conduite de refoulement est de :

$$l_r = 25 \text{ m}$$

$$C_r = 2,12 \text{ m/s}$$

1. Pertes de charge linéaires:

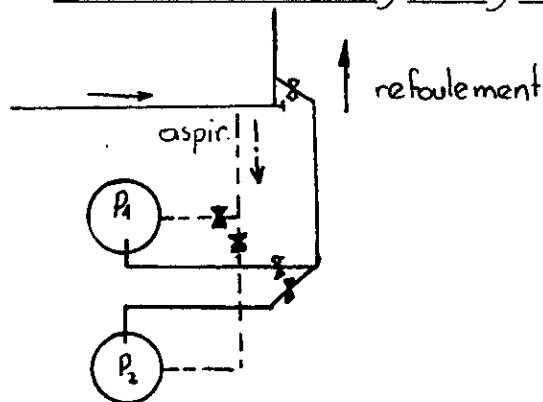
$$\Delta h_{lr} = \frac{C_r^2}{2g} \cdot \frac{l_r}{d_{ir}} \cdot d$$

$$\text{Soit } Re = \frac{C_r d_{ir}}{V_{eau 20}} = \frac{2,12 \times 0,1}{1,008 \times 10^{-6}} = 2,1 \cdot 10^5$$

$$d = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}} = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \times 2,1 \cdot 10^5}} = 0,0147$$

$$\Delta h_{lr} = \frac{2,12^2}{2 \times 9,81} \times \frac{25}{0,1} \times 0,0147 = 0,84 \text{ m}$$

2. Pertes de charge singulières



Les accessoires utilisés sont: } Pour 1 pompe

- 3 coudes 90°
- 2 clapets.
- 2 coudes quelconques

	$\Delta h_{sr} = \sum \xi_i \frac{C_r^2}{2g}$
Coudes 90° $\xi = 0,3$	$3 (0,3 \times \frac{2,12^2}{2 \times 9,81}) = 0,158 \text{ m}$
clapets $\xi = 2$	$2 (2 \times \frac{2,12^2}{2 \times 9,81}) = 0,916 \text{ m}$
coudes quelconques $\xi = 1,5$	$2 (1,5 \times \frac{2,12^2}{2 \times 9,81}) = 0,687 \text{ m}$
$\Sigma \Delta h_{sr} = \sum_{i=1}^3 \xi_i \frac{C_r^2}{2g}$	$= 1,74 \text{ m}$

3. Perte due à la vitesse C_r

$$\Delta h_{cr} = \frac{C_r^2}{2g} = \frac{2,12^2}{2 \times 9,81} = 0,23 \text{ m}$$

4. Calcul des pertes totales:

$$\Delta h_{rt} = \Delta h_{fr} + \Delta h_{sr} + \Delta h_{cr} = 0,84 + 1,74 + 0,23 = 2,81 \text{ m.}$$

En adoptant un coefficient de sécurité de 25%

$$\Delta h_{rt} = 1,25 \times 2,81 = 3,51 \text{ m.}$$

122. Calcul de la hauteur manométrique H :

$$H = h_a + h_r = h_a + h_{gr} + \Delta h_{rt}$$

Soit $h_{gr} = 60 \text{ m}$ (6 bars)

$$H = 4,8 + 60 + 3,51 = 68,31 \text{ m.}$$

Nous adoptons $H = 70 \text{ m.}$

II. CHOIX DE LA POMPE

21. Calcul de N_s : vitesse spécifique.

On a

$$N_s = \frac{3,65 N}{H^{0,75}} \sqrt{Q}$$

Nous adoptons une vitesse de rotation $N = 2900 \text{ trs/mn.}$

Soit

$$N_s = \frac{3,65 \times 2900}{70^{0,75}} \sqrt{\frac{60}{3600}} \approx 56 \text{ trs/mn.}$$

$20 < N_s < 100 \implies$ la pompe utilisée sera une pompe centrifuge.

22. Caractéristique de la pompe:

Débit $Q = 60 \text{ m}^3/\text{heure}$ soit $16,67 \text{ litre/seconde.}$

Hauteur $H = 70 \text{ m}$

Vitesse de rotation $N = 2900 \text{ trs/mn.}$

Type 65-250 (voir catalogue Pompes Sulzer).

23. Tracé des courbes caractéristiques:

231. Calcul des pertes dans la conduite d'aspiration:

1. Perte dans la conduite: Elle est calculée d'après

COLEBROOK en fonction:

- de la valeur de J relevée dans les tables
- du coefficient de correction $K = 10^3$ (Pour $0,4 < C < 25$)
- de la longueur développée L .

Diamètre (mm)	Valeurs de JKL pour les débits en m ³ /h						
		20	30	40	50	60	70
125	C _{moy} (m/s)	0,45	0,66	0,92	1,12	1,35	1,58
	J mm/m	0,0029	0,0065	0,012	0,018	0,026	0,035
	K × 10 ⁻³	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
	JKL, L=7m (environ)	0,020	0,046	0,084	0,127	0,180	0,247

2. Pertes dans les accessoires :

a. Coudes

Elles sont calculées d'après SI VENANT.

$$\text{Soit } J' = 0,005 l \frac{C_m^2}{R} \sqrt{\frac{D}{R}}$$

Avec D = diamètre de la conduite en mètre.

R = Rayon de courbure " "

l = longueur développée " "

C = Vitesse moyenne " m/s.

Sachant pour un coude $l = \frac{2\pi R}{2}$ avec R = 0,29m.

l = 0,455 m ; R = 0,29 m ; D = 0,125 m							
Debit m ³ /h	20	30	40	50	60	70	
C m/s	0,45	0,66	0,92	1,12	1,35	1,58	
J' m	0,00104	0,00224	0,00473	0,00646	0,00938	0,0128	

Remarque: toutes les valeurs de C, J, K sont prises du livre DUCROS.

b. Accessoires de vannage, de retenue:

Diamètre (m)	Débit m ³ /h	Vitesse m/s	$J'' = \xi C^2 / 2g$	
			Crépine $\xi=4$	Vanne $\xi=3$
0,125	20	0,45	0,041	0,103
	30	0,66	0,088	0,666
	40	0,92	0,187	0,129
	50	1,12	0,255	0,191
	60	1,35	0,371	0,278
	70	1,58	0,509	0,381

232. Calcul des pertes dans la conduite de refoulement:

1. Perte dans la conduite:

diamètre (m)	Valeur de JKL pour les débits en m ³ /h	20	30	40	50	60	70
		C m/s	0,70	1,08	1,41	1,75	1,81
J mm/m	0,00331	0,0209	0,0380	0,0581	0,0630	0,0710	
K 10 ⁻⁵	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	
L = 25m, JKL		0,239	0,538	0,978	1,496	1,622	1,828

2. Perte dans les accessoires

a. coudes :

$l = 0,455 \text{ m}; R = 0,29 \text{ m}; D = 0,1 \text{ m}$							
C m/s	0,7	1,08	1,41	1,75	1,81	1,90	
Q m ³ /h	20	30	40	50	60	70	
J' m	0,0022	0,0053	0,0091	0,0140	0,0150	0,0166	

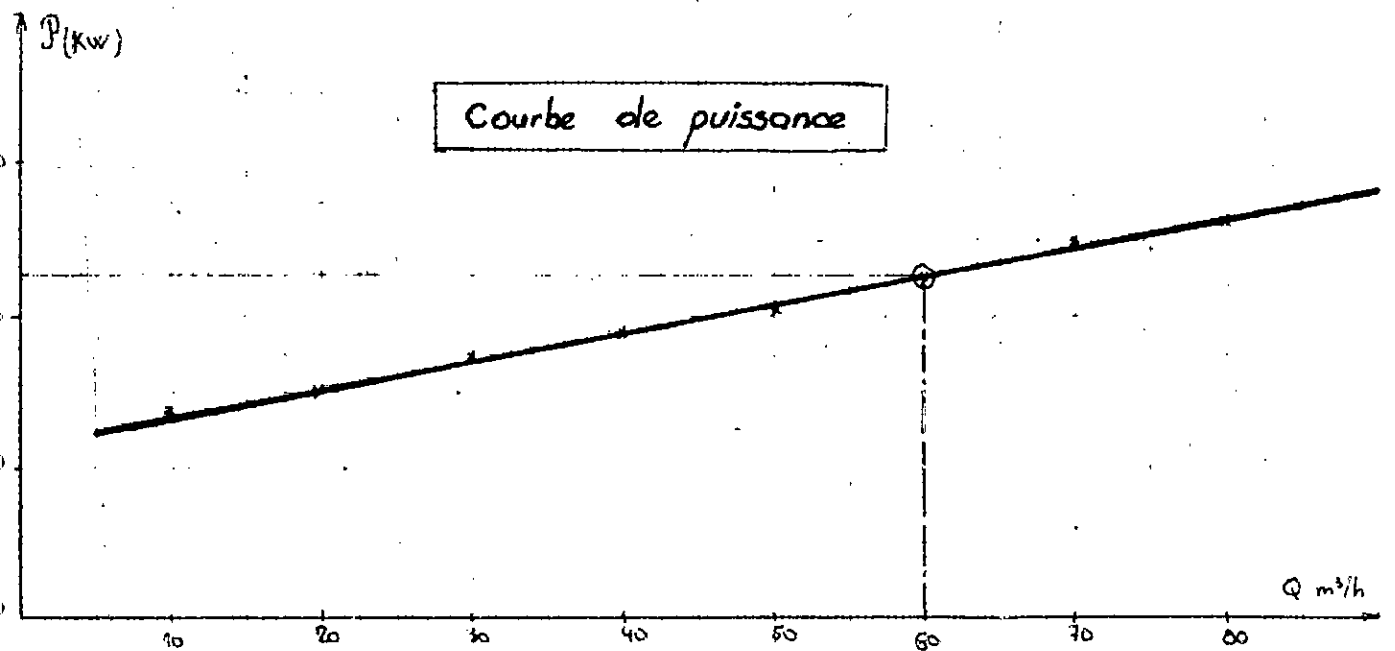
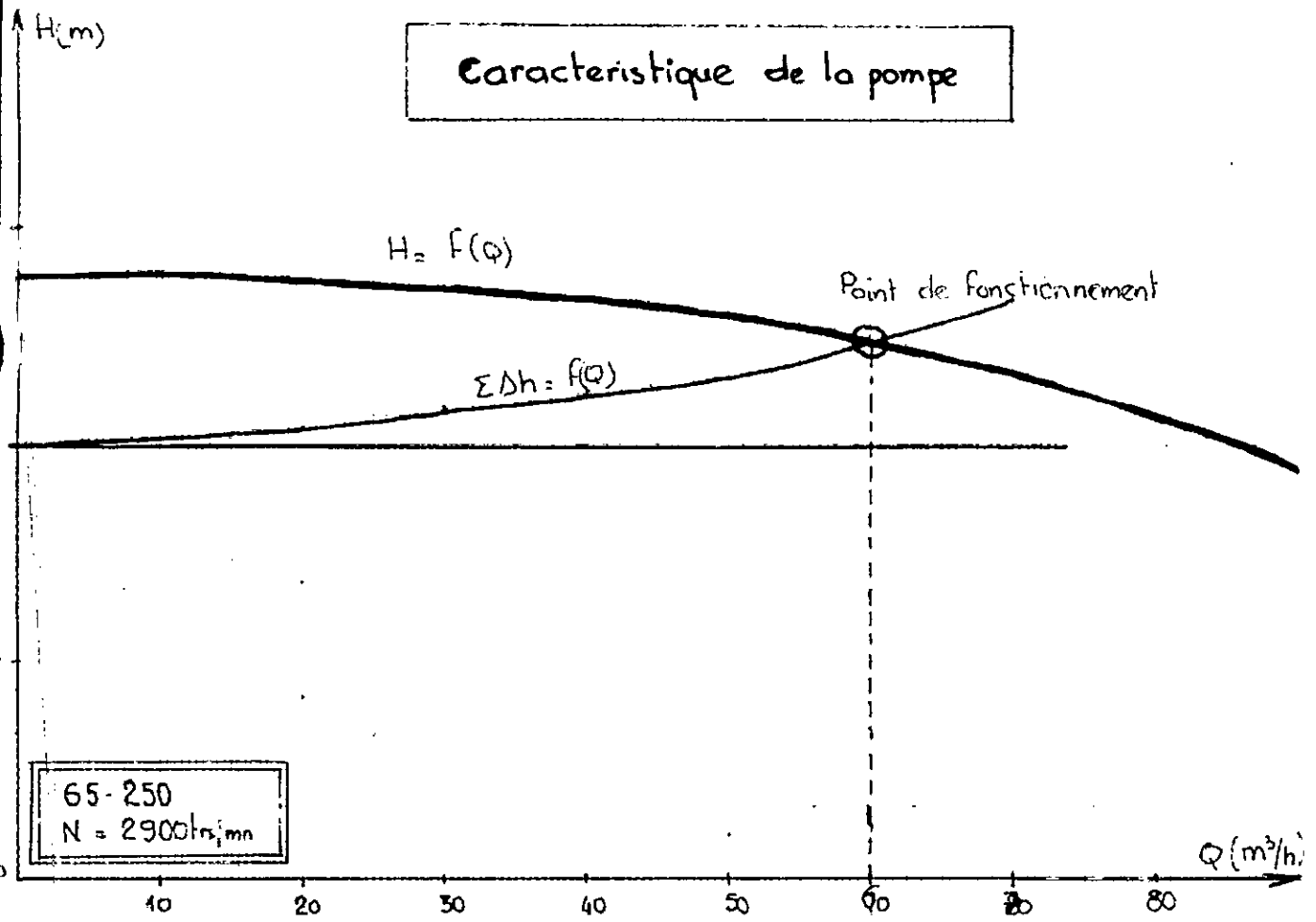
b. Accessoires de vannage

Diamètre (m)	débit (m ³ /h)	Vitesse (m/s)	$J = \xi C^2 / 2g$ Vanne ouverte $\xi = 3$
0,1	20	0,70	0,075
	30	1,08	0,178
	40	1,41	0,304
	50	1,75	0,468
	60	1,81	0,500
	70	1,90	0,552

232. Calcul des pertes de charge totales:

ϕ (m)	Siège des pertes	Valeur de $J+J'$ pour des débits en m^3/h					
		20	30	40	50	60	70
	-ASPIRATION-						
	7 mètres de conduite	0,020	0,046	0,084	0,127	0,180	0,247
	2 coudes	0,002	0,004	0,009	0,013	0,018	0,025
	1 crépine	0,041	0,088	0,187	0,255	0,371	0,509
	1 Vanne	0,103	0,666	0,129	0,191	0,278	0,381
	-REFOULEMENT-						
	25 mètres de conduite	0,239	0,538	0,978	1,496	1,622	1,828
	3 coudes	0,006	0,016	0,027	0,042	0,045	0,050
	2 Vannes	0,150	0,356	0,608	0,836	1,000	1,104
	Δh_a (m)	0,166	0,804	0,409	0,586	0,847	1,162
	Δh_r (m)	0,395	0,909	1,613	2,328	2,667	2,982
	$\Delta h_a + \Delta h_r$ (m)	0,561	1,714	2,022	2,914	3,514	4,144
	h_{ca} (m)	0,010	0,022	0,043	0,064	0,093	0,127
	h_{cr} (m)	0,025	0,059	0,101	0,156	0,167	0,184
	$\Sigma \Delta h = \Delta h_a + \Delta h_r + h_{ca} + h_{cr}$ (m)	0,596	1,795	2,166	3,134	3,774	4,455

- Fig 8a -



III PROTECTION DES POMPES

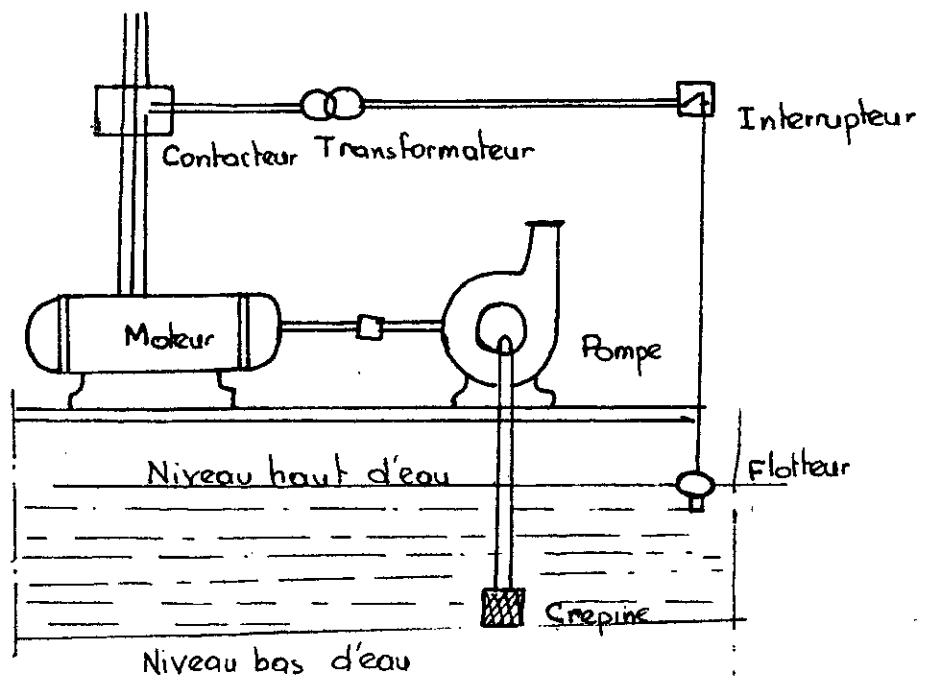
La protection des pompes s'applique à des phénomènes divers (hydraulique, mécanique...). Elle peut être avertisseur ou automatique ; c'est à dire évitant l'accident ou limitant les effets.

31. Phénomènes hydrauliques :

Il s'agit du désamorçage et les coups de belier.

331. Protection aux conditions amonts :

Desamorçage : Une pompe ne doit pas fonctionner à vide, donc le niveau d'eau dans le réservoir doit être contrôlé. Le dispositif utilisé à cet effet est un flotteur en liaison avec un interrupteur lui même raccordé au contacteur de protection du moteur d'entraînement. La tension est de 24 volts, consistant en l'emploi d'un petit transformateur.



Coups de bélier:

Ils sont dus à une variation brusque de pression et de débit; les plus importants sont ceux qui se produisent au moment de l'arrêt.

Dans l'instant précédant immédiatement l'arrêt de la pompe, l'eau circule à une vitesse uniforme. A l'arrêt, les forces d'inertie empêchent l'eau de s'arrêter brusquement, elle continue à avancer au voisinage de la pompe. La variation de la vitesse à l'intérieur de la conduite donne naissance d'une onde se propageant avec une célérité c .

La célérité de propagation c dépend du fluide et du tuyau. On a

$$\frac{1}{c^2} = \rho_0 \left(\frac{1}{E} + \frac{1}{E} \frac{d_i}{e} \right)$$

Exemple de calcul de:

- conduite d'aspiration: $d_{ia} = 80 \text{ mm}$, $e = 10 \text{ mm}$

$$\rho_0 = \frac{1000}{9,8} \text{ kg/m}^3$$

$$E_{\text{eau}} = 2 \cdot 10^8 \text{ kg/m}^2$$

$$E_{\text{acier}} = 2 \cdot 10^{10} \text{ kg/m}^2$$

$$\frac{1}{c^2} = \frac{1000}{9,8} \left(\frac{1}{2 \cdot 10^8} + \frac{1}{2 \cdot 10^{10}} \frac{80}{10} \right) = 5,5 \cdot 10^{-7} \frac{\text{s}^2}{\text{m}^2}$$

$$c = \sqrt{5,5 \cdot 10^7} \approx 7416 \text{ m/s}$$

Etant donné la rapidité avec laquelle ces phénomènes

- 80 bis -

se produisent un avertisseur est inutile. Pour les vaincre
On adopte des appareils s'attaquant à la cause elle-même

Il s'agit du :

- Volant d'inertie :

Le couple moteur cesse brusquement,
seule l'inertie peut limiter l'instantanéité de l'arrêt
donc on augmente cette inertie par un volant. Cette
solution est encombrante vu les dimensions du volant.

- Réservoir d'air :

On installe des reniflards d'air pour
combler les vides et amortir le choc en retour. Cette
solution est la meilleure.

Chap. IV. CHOIX DU MOTEUR D'ENTRAÎNEMENT.

41. Généralités:

Dans la généralité des cas, l'entraînement des pompes centrifuges est assuré au moyen de moteurs thermiques ou électriques. Du fait de leur fonctionnement à des vitesses de rotation sensiblement égales à celles des moteurs, il est très facile de réaliser un accouplement direct en bout arbre sans adjonction de réducteur ou multiplicateur de vitesses.

Dans notre étude l'utilisation d'un moteur électrique est très avantageuse car nul ne peut nier les multiples avantages liés à l'utilisation de l'énergie électrique - la facilité avec laquelle s'opère le démarrage; elle est plus économique et plus en sécurité.

42. Genre et type de moteur:

Les types de moteurs qui se prêtent le mieux à l'entraînement des pompes sont les asynchrones et les synchrones.

Comme il s'agit d'une petite station de pompage, les moteurs synchrones sont éliminés du fait de leur prix élevé motivé par l'exécutrice qui les accompagne.

Nous adoptons donc des moteurs asynchrones.

Calcul de la puissance du moteur: Elle doit être égale à celle

absorbée par la pompe soit $P_p = \frac{QH\rho}{366 \eta} = \frac{1 \times 21 \times 70}{366 \times 0,688} = 5,8 \text{ Kw}$

Prenons $P_{\text{moteur}} = 6 \text{ Kw}$ pour la pompe consommation
 $P_{\text{moteur}} = 14 \text{ Kw}$ " " " incendie

Chap. V. CONCEPTION ET ORGANISATION.

Les études précédentes se sont efforcées de définir les principaux équipements de la station : pompes, moteurs, et les problèmes liés au fonctionnement (régulation - protection). Il reste cependant à considérer la station de pompage dans son ensemble.

51. Bâtiment :

Il doit abriter tous les équipements utilisés, donc il nécessite une étude architecturale.

52. Eclairage :

L'éclairage est nécessaire pour une station de pompage quelque soit son importance. L'ouvrier chargé d'une réparation ou même simplement de l'entretien doit pouvoir accomplir son travail dans de bonnes conditions. Mieux l'ouvrier est éclairé, moins il passe de temps et mieux exécuté son travail.

53. Ventilation :

La salle est projetée de manière à ce que toute la chaleur produite par les moteurs soit évacuée à l'extérieur. Une ventilation naturelle est suffisante pour ce type de station.

NOTE DE CALCUL

Station de pompage de: l'Unité Graphique SNED. REGHAIA

Calcul de la hauteur manométrique totale

• Débit horaire --- $21 \text{ m}^3/\text{h}$ soit $350/\text{mn}$

• Aspiration:

diamètre 80 mm

cote de l'axe de la pompe 2 m

cote du niveau d'eau $1,45 \text{ m}$

Hauteur géométrique d'aspiration 2 m

Longueur réelle conduite 6 m

crépine et clapet de pied 1

Coudes 1

Té 1

Robinetterie 2

Pertes de charge $1,02 \text{ m}$

Hauteur manométrique d'aspiration $= 3,02 \text{ m}$

• Refoulement:

diamètre 60 mm

cote de niveau de deversement 2 m

Hauteur géométrique de refoulement 62 m

Longueur conduite 3 m

Coudes 2

té	1
Robinetterie	3
Pertes de charge	4,06 m
Hauteur manométrique de refoulement	=
Hauteur totale	= 69,08 m
	Soit = 70 m
Puissance théorique	5,44 cv
	Soit 4,2 KW
Rendement de la pompe	0,68
Puissance absorbée sur l'arbre pompe	5,9 KW
Puissance absorbée sur l'arbre moteur	5,9 KW
Puissance choisie pour le moteur	6 KW

Pompe:

Modèle : Centrifuge

type :

Vitesse : 2900 trs/mn

Moteur :

Modèle : électrique

type : synchrone

Vitesse 2900 trs/mn

Nature du courant: alternatif 220-380 volts.

VI. - CONCLUSION -

Les résultats obtenus dans cette étude sont cohérents, mais néanmoins il serait intéressant de les vérifier au banc d'essai et d'en rapporter des corrections si cela est nécessaire.

Du fait de notre modeste expérience, les paramètres qui ont été choisis (vitesse, diamètre, contrainte...) pourront être vérifiés ou même corrigés.

Nous souhaitons que ce projet soit complété par l'étude électrique (schémas, appareillages à adopter, ainsi que la régulation qui est l'élément primordial d'une station de pompage).

Il serait souhaitable aussi d'aborder l'étude économique de la tuyauterie à savoir:

- recherche du diamètre optimum
- analyse des accessoires de vannage...

BIBLIOGRAPHIE.

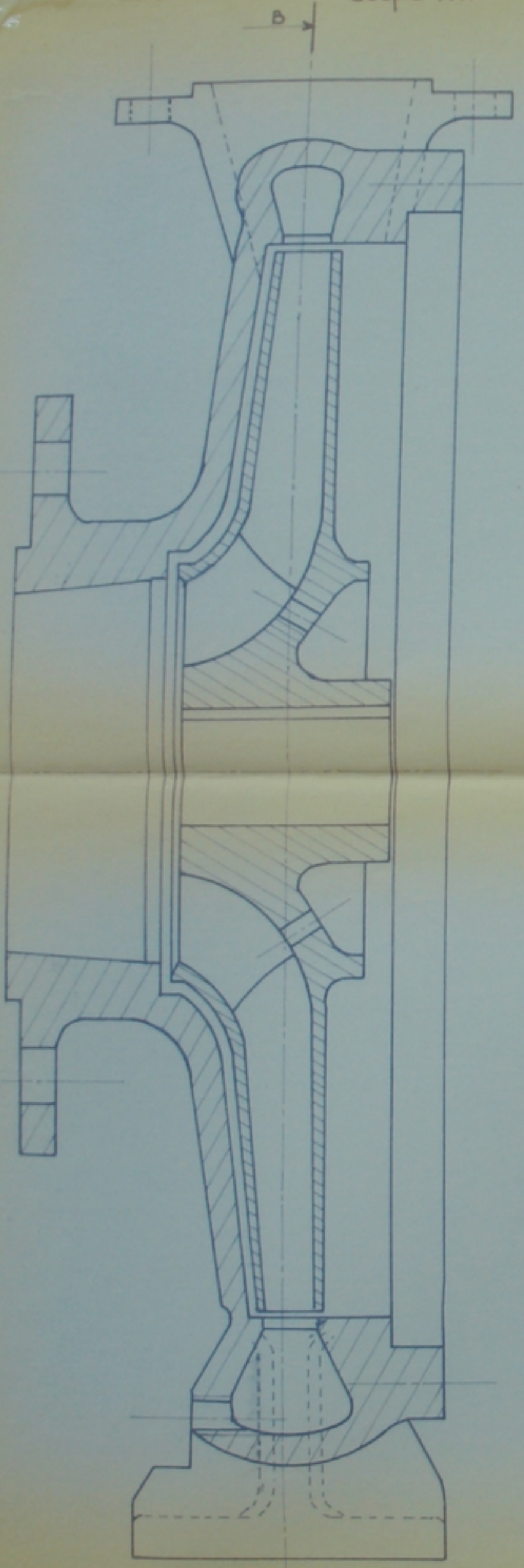
- Les pompes et les petites stations de pompage
par SOGREAH
- Calcul des tuyaux
par THEODORE ONIGA
- Pompes hydrauliques et pneumatiques
par L. DUCROS (Dunod)
- Les électropompes centrifuges.
par MAURICE MEUNIER
et RENE VIVOT
- Pompes - ventilateurs - Compresseurs
par A. KOVATS
et G. DESMUR
- Pompes centrifuges monocellulaires normalisées
par C.C.M. SULZER
- Chemical Engineer's Hand Book
par PERRY AND CHILTON
et MAC GRAW HILL

VOLUTE

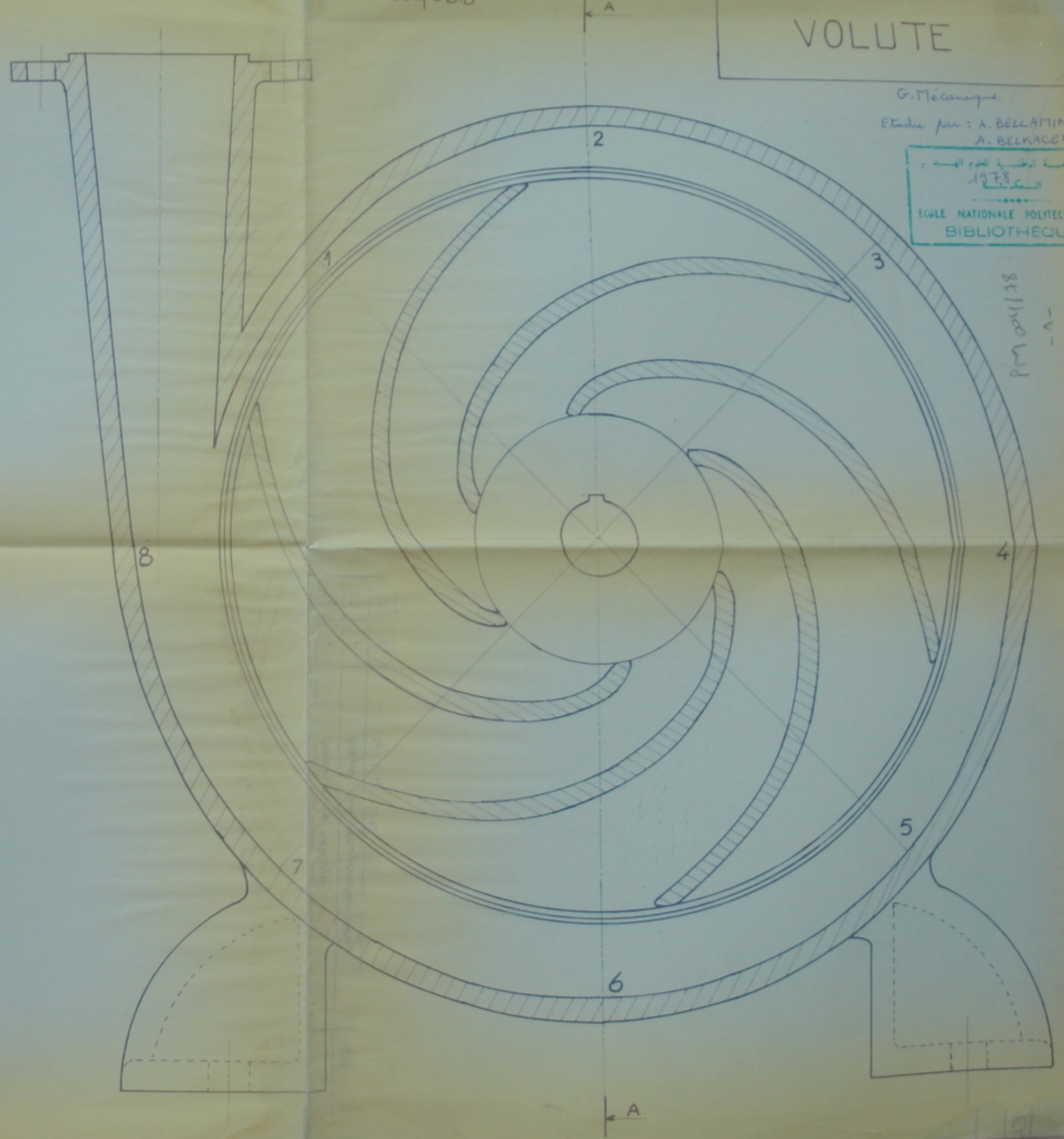
G. Mécanique
Etude par : A. BELLAMINE
A. BELKACEM
المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
1978
Ecole Nationale Polytechnique
BIBLIOTHEQUE

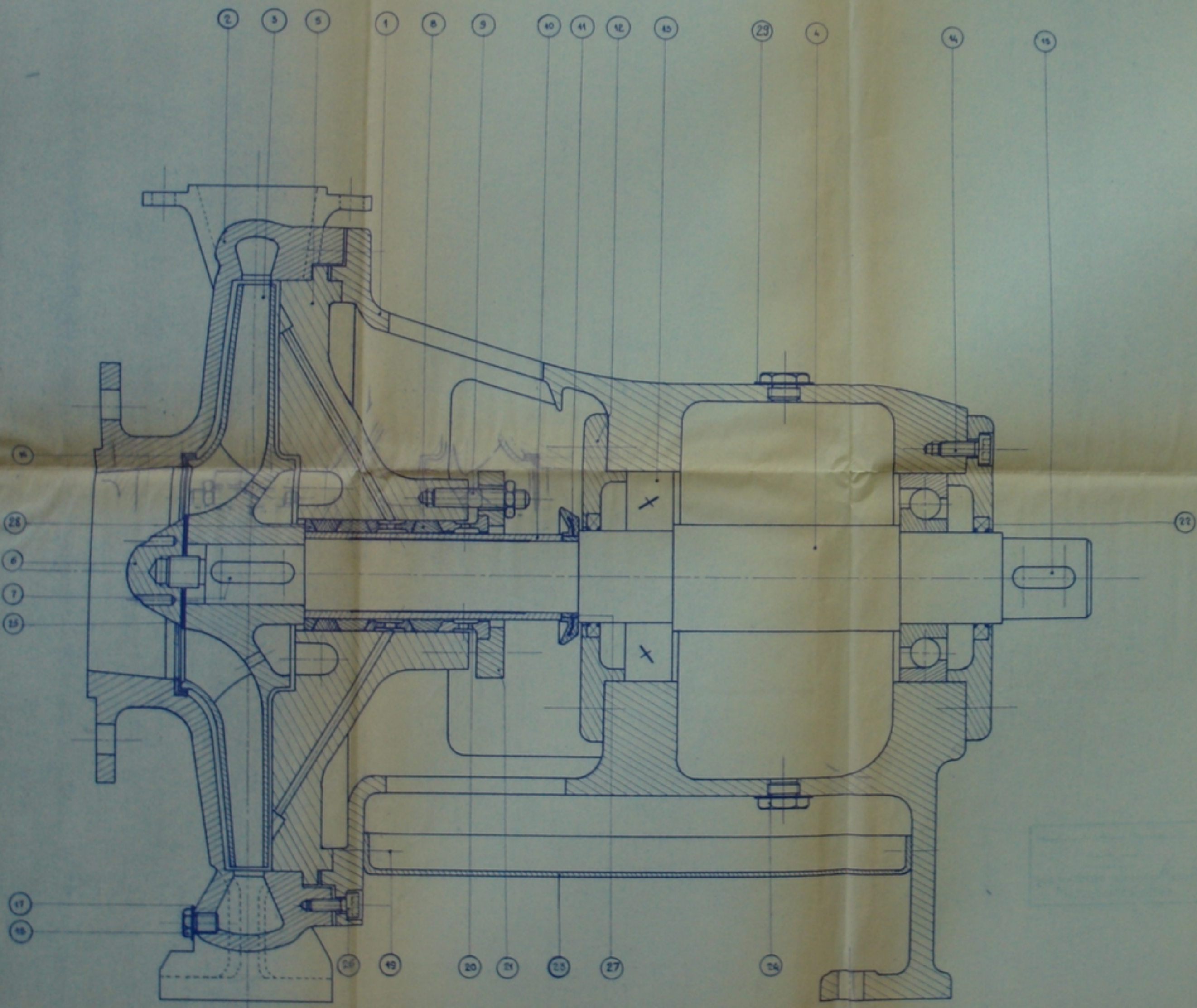
PM 04/78
-A-

Coupe A-A



Coupe B-B





PM00478
- 2 -

29	2	Rondelle	AC 45
28	1	Grav	AC 35
27	1	Boque	UC 50
26	2	Vis CHC M6 25 10	
25	1	Rondelle	CA 60 Si 2
24	1	Bouchon de nettoyage	
23	1	Boque en réciprocité interne	AC 35
22	2	Joint de palier	
21	1	Bride de fixation	AC 35
20	1	Pièce intercalaire de fixation	
19	6	Vis F30 M4 10 B	
18	1	Ranchon de réglage	
17	1	Rondelle	CA 60 Si 2
16	1	Boque d'usage	UC 50
15	1	Clochette à 4 boul. ronds	
14	8	Vis CHC M6 25 10	
13	2	Relevants	
12	2	Chapeau de palier	F1 50
11	1	Diffuseur	CA 60 Si 2
10	1	Chemise d'arbre	UC 50
9	2	Soufflet M6 45	
8	3	Boque de garniture	Acier inoxydable
7	1	Clochette avec 4 boul. ronds	
6	1	Ecrou de larve	AC 35
5	1	Corps presse étoupe	F1 50
4	1	Arbre	AC 35
3	1	Roue	F1 50
2	1	Volute	F1 50
1	1	Corps de la pompe	F1 50
Rep	N°	Désignation	Matériau

Ecole Nationale Polytechnique EL HARRACH
 éch. 1
 BELKACEMI
 BELLAMINE
 COUPE LONGITUDINALE
 D'UNE POMPE CENTRIFUGE

