الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENNE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

DIMENSSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE POMPAGE

Proposé par :
Mr ZERROUG
Ingénieur à la SONAGTHER

Dirigé par :
Mr BOUAZIZ
Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :
M. HADJ - MILOUD

Promotion Janvier 1983

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

HOUARI BOUMEDIENNE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

DIMENSSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE POMPAGE

Proposé par :
Mr ZERROUG
Ingénieur à la SONAGTHER

Dirigé par :
Mr BOUAZIZ
Maître assistant à l'ENPA

Etudié par :
M. HADJ - MILOUD

Promotion Janvier 1983

DÉDICACES

Ce modeste travail est dédié :

- A mes chers parents qui se sont tant sacrifiés pour moi
- A mes frères et sœurs qui me sont très chers.
- A tous mes amis.

M. HADJ-MILOUD.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier :

- Mr BOUAZIZ Maître-Assistant à l'E.N.P.A et Mr ZERROUG Ingénieur de la SONAGTHER pour l'aide précieuse et les conseils qu'ils m'ont prodigués tout au long de mon travail.
- les enseignants qui ont contribué à ma formation depuis mon jeune âge.
- toutes les personnes qui ont contribué à l'élaboration de ce travail.

M. HADJ-MILOUD.

PRESENTATION DU SUJET.

Ce sujet a été proposé par la SONAGTHER-DEM.

But:

Dimensionnement d'une installation d'eau potable qui sert à alimenter la ville de BECHAR à partir du barrage de DJORF-TORBA (aprés un traitement).

Données:

- Profil en long de la conduite : C'est le tracé de la conduite principale avec toutes les spécifications propres à la conduite.
- Débit : $Q = 410 \frac{l}{s} = 1476 \frac{m^3}{h}$

SOMMAIRE

INTRODUCTION

L'eau est la source de la vie. Son existence et sa disponibilité en quantité suffisante favorise l'eclosion et le developpement de toute forme de civilisation. Ainsi l'homme s'est intéressé, depuis l'antiquité, à la mise au point de systèmes pour le captage et le transport de cette ressource si indispensable. Parmi les techniques les plus répandues c'est la methode de transport par gravitation c'est à dire on fait parvenir l'eau d'un reservoir situé à un niveau plus élevé que celui du lieu d'utilisation. Depuis les techniques ont beau--coup évolué. Actuellement les differentes opérations de prélevement, de traitement et de distribution de l'eau sont l'objet d'une étude technique rigoureuse afin de surmonter les contraintes de réalisation et de satisfaire les exigences de l'utilisateur. cette étude nous ramène à la conception et la réalisation des installations de pompage.

GENERALITÉS

Une installation de pompage est l'ensemble de la tuyauterie, des machines et des différents accessoires (robinetterie, appareils de controle) assurant le prélèvement et l'acheminement d'un fluide d'unpoint à un autre.

Les paramètres nécessaires pour l'étude d'une installation de pompage sont:

- la nature du fluide (densité, viscosité et tempé-rature).
- le debit.
- le but d'utilisation (domestique, industrielle ou agricole).
- la forme d'énergie disponible.

Pour l'eau potable, l'installation comprend:

- une tuyauterie d'aspiration dont le tracé doit être fait minutieusement afin de minimiser lès pertes de charge.
- les pompes: ce sont des machines qui commu-niquent au fluide une certaine energie pour vaincre les resistances des différentes pièces et aussi pour le relever à une hauteur donnée.
- une tuyauterie de refoulement pour collecter

l'eau à la sortie des pompes.

L'étude d'une installation de pompage d'eau potable comporte en général quatre parties:

- hydraulique : dont le but est de determiner la hauteur manométrique totale afin de choisir les pompes et les différents accessoires necessaires au bon fonctionnement.

- mécanique : on fait le calcul et le choix des différents éléments de la pompe (roue, diffuseur, arbre, paliers, etc...).

- électrique : comporte les schemas des armoires de commande de l'installation.

- étude économique : cette étude consiste à déterminer le coût de l'installation et permet de faire le choix des solutions les plus fiables sur le plan technique et sur le plan économique.

Notre étude sera axée essentiellement sur les deux premières parties. Et nous laissons le soin des deux autres parties aux spécialistes concernés.

CHOIX DES POMPES

Vu l'importance du débit de cette installation, à priori, on doit choisir des pompes à deux ouïes. Une pompe à deux ouïes est équivalente à deux pompes à une seule entrée placées en parallèle. Ce type de pompe a plusieurs avantages :

-Elles peuvent refouler de gros débits sous de grandes hauteurs.

-Une pompe à deux ouïes est moins volumineuse qu'une pompe à une seule entrée refoulant le même débit. Les dimension de la roue sont $\sqrt{2}$ fois plus petites que celles de la roue d'une pompe à une seule entrée.

-Elles sont très bien équilibrées du fait que le liquide entre dans la pompe de deux côtés symétriques.

-Pour des pompes de même n_s, la pompe à deux ouïes tourne avec une vitesse de rotation de $N\sqrt{2}$ (N étant la vitesse de rotation d'une pompe à une entrée). Donc le moteur électrique d'entraînement sera moins cher.

Pour cette installation on a deux pompes à deux ouïes en parallèle refoulant chacune un débit de 205 l/s = 738 m^3/h.

CH.I ETUDE DE L'INSTALLATION

I.1. Pertes de charge:

I.1.0. Considérations générales:

Généralement les conduites des grandes installations de pompage sont construites en tôle d'acier roulée soudée l'état noeuf les conduites sont pratiquement lisses. Mais aprés une longue durée de "travail", la conduite s'use et devient rugueuse. Alors pour faire des calculs valables on doit se placer dans le cas le plus defavorable c'est à dire dans le cas où la conduite est rugueuse. Pour les conduites de grandes dimensions, la hauteur des aspirités k est estimée à 4.10^{-4} m.

I.1.1. Pertes de charge dans l'aspiration.

- Diamètres des conduites dans l'aspiration:

$$dia = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Q : débit

V : vitesse d'écoulement comprise entre 1 m/s et 2 m/s

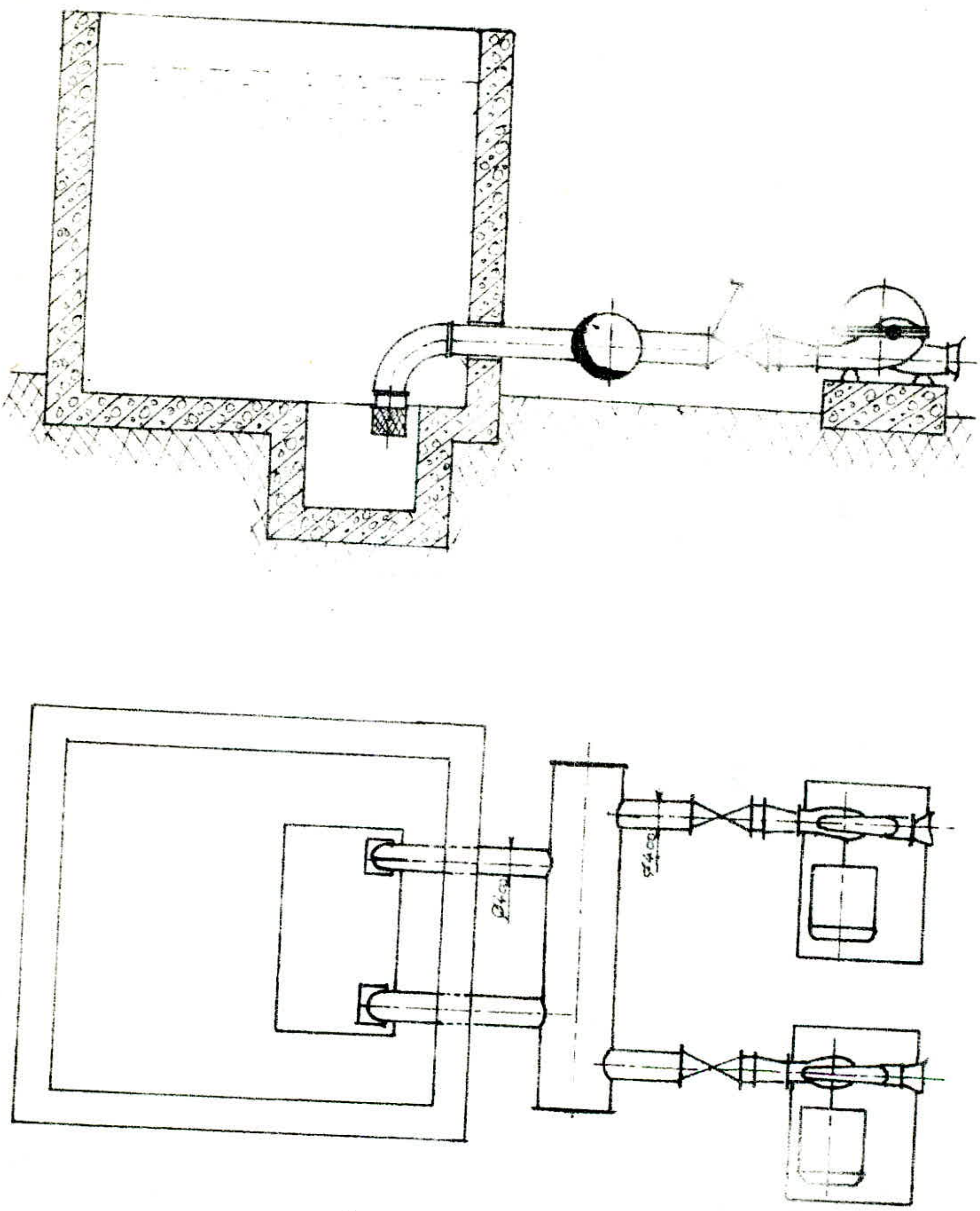
$Q = 0,205\ m^3/s$.

on prend $V = 1,7\ m/s$.

$$dia = \sqrt{\frac{4 \times 0,205}{\pi \times 1,7}} = 0,392\ m.$$

on adopte un diamètre normalisé <u>dia = 400 mm.</u>

D'ou une vitesse d'écoulement $V = 1,631\ m/s$.



schema de l'aspiration

Les accessoires de l'aspiration sont :

- 2 coudes à 90°.
- 2 vannes.
- 4 Tés (ou piquages).
- 2 joints de démontages.
- 2 crépines.
- 2 convergents.

- Pertes de charge linéaires:

La perte de charge linéaire est donnée par la formule:

$$\Delta h l_a = \lambda \frac{l}{dia} \cdot \frac{V_a^2}{2 \cdot g}$$

où

λ: coeffecient de résistance de la conduite.

l: longueur de la conduite.

dia: diametre interieur de la conduite.

Va: vitesse d'écoulement à l'aspiration.

- calcul du coeffecient λ:

- Nombre de Reynolds:

$Re = \frac{V_a \cdot dia}{\nu}$ où ν est la viscosité cinématique de l'eau

A $t = 20°C$ $\nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$.

$V_a = 1,631 \frac{m}{s}$ $dia = 0,4$ m.

$Re = \frac{1,631 \cdot 0,4}{1,008 \cdot 10^{-6}} = 6,50 \cdot 10^5$ (écoulement turbulent).

- Hauteur moyenne des aspirités:

$k_m = 19,25 \cdot R_e^{-7/8} = 19,25 \cdot (6,5)^{-7/8} \cdot 10^{-35/8} = 1,6 \cdot 10^{-4}$ m $< 4 \cdot 10^{-4}$ m $= k$

Donc la conduite est pratiquement rugueuse. Dans ce cas λ se calcule d'aprés la formule de COLBROOK:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 Log \left(\frac{k}{3,7 dia} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

d'ou

$$\lambda = \left[\frac{1}{-2 Log \left(\frac{k}{3,7 dia} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)} \right]^2$$

Pour calculer λ on procède par itérations successives. On pose:

$$f(\lambda) = \lambda - \varphi(\lambda) = \lambda - \left[\frac{1}{2 Log \left(\frac{k}{3,7 dia} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)} \right]^2$$

λ	$\varphi(\lambda)$
0,018	0,0203
0,02013	0,02010
0,02010	0,02010

soit $\underline{\lambda = 0{,}0201}$

$$\Delta h_{la} = \lambda \frac{V_a^2}{2g} \cdot \frac{l_a}{di_a}$$

La longueur des conduites à l'aspiration l_a est de 6 m

$$\Delta h_{la} = 0{,}0201 \frac{(1{,}631)^2}{2 \times 9{,}81} \cdot \frac{6}{0{,}4}$$

$$\underline{\Delta h_{la} = 0{,}041 m}$$

- Pertes de charge singulieres:

La perte de charge singulière pour un accessoire i est donnée par la formule : $\Delta h_{sa} = \xi_i \frac{V_a^2}{2g}$ où ξ_i est un coeffecient caractérisant l'accessoire.

Accessoires	N.bre	ξ_i	$\Delta h_{sai} = \xi_i \cdot \frac{V_a^2}{2g}$ [m]
coudes à 90°	2	2,2	0,597
Vannes	2	0,3	0,081
j^{ts} de demontage	2	0,5	0,136
Tés	4	0,9	0,488
Convergents	2		2×0,017 = 0,034
Crépines	2		2 × 0,025 = 0,05
		Δh_{sa}	1,386

La perte de charge totale dans l'aspiration est:

$$\Delta h_s = \Delta h_{la} + \Delta h_{sa} = 0{,}041 + 1{,}386$$

$$\underline{\Delta h_s = 1{,}427 m}$$

I.1.2 Pertes de charge dans le refoulement:

La partie refoulement est constituée de:

- la partie reliée aux pompes

- la conduite principale qui collecte l'eau refoulée et l'amène au reservoir-reseau de la ville de BECHAR.

- Pertes dans la partie reliée aux pompes:

Cette partie est constituée essentiellement des accessoires assurant le bon fonctionnement de l'installation.

- diamètre interieur de la conduite:

$$d_{ir} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_r}}$$

La vitesse d'ecoulement dans le refoulement V_r est comprise entre $2{,}5\ \frac{m}{s}$ et $3\ \frac{m}{s}$. On prend $V_r = 3\ \frac{m}{s}$

$Q = 0{,}205\ \frac{m^3}{s}$.

$$d_{ir} = \sqrt{\frac{4 \times 0{,}205}{\pi \times 3}} = 0{,}295\ m.$$

On adopte un diamètre normalisé <u>$d_{ir} = 300\ mm$</u>

soit $V_r = 2{,}900\ \frac{m}{s}$

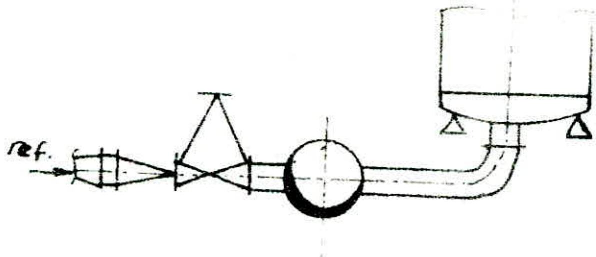
- Nombre de Reynolds:

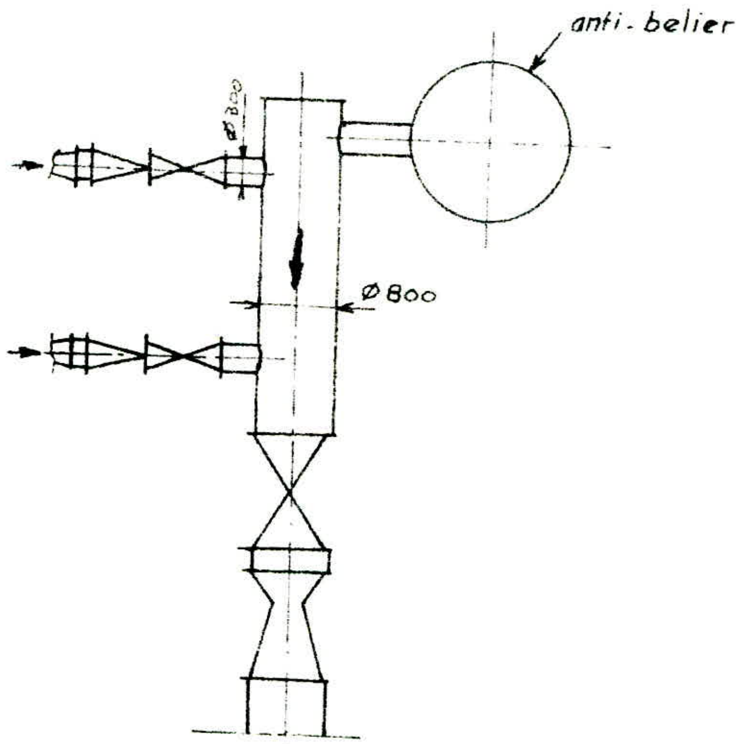
$$Re = \frac{V_r \cdot d_{ir}}{\nu}$$

$\nu(20°C) = 1{,}008 \cdot 10^{-6}\ \frac{m^2}{s}$.

$$Re = \frac{2{,}9 \cdot 0{,}3}{1{,}008 \cdot 10^{-6}} = 8{,}63 \cdot 10^{5}$$

Donc on a un écoulement turbulent.





Cette partie comprend:

- 2 Tés.
- 3 clapets de non retour.
- 3 joints de démontage.
- 3 vannes.
- 2 divergents.
- 1 venturi.

Les pertes de charge linéaires sont négligeables.

La vitesse d'écoulement dans le collecteur de diamètre $\phi 800$ est :

$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$

$Q = 0,41 \frac{m^3}{s}$

$V = \frac{4 \times 0,41}{\pi \cdot (0,8)^2}$ $\underline{V = 0,816 \frac{m}{s}}$

Accessoires	N^{bre}	ξ_i	
jt de demontage	3	0,5	
Clapets	2	0,3	
Vannes	3	0,3	
branchements	2	0,9	
venturi	1	2	
divergents	2		$\Delta h = 0,035 \times 2\ m$

$$\Delta h_{sr} = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \sum_{i=1}^{n} \xi_i \cdot V_i^2$$

$$\Delta h_{sr} = \frac{1}{2 \cdot 9,81}\left[(0,5\times 2 + 0,3\times 2 + 0,3\times 2 + 2\times 0,9)(2,9)^2 + (0,5 + 0,3 + 2)(0,816)^2\right] + 2\times 0,035$$

$$\underline{\Delta h_{sr} = 1,880\ m}$$

- Pertes de charge dans la conduite principale :

La conduite principale est constituée de deux tronçons :

- 1er tronçon de diamètre $\phi 800$ et de longueur $L_1 = 13006,8\ m$.
- 2ème tronçon de diamètre $\phi 600$ et de longueur $L_2 = 64546\ m$.

- 1er tronçon:

- Pertes de charge linéaires:

. Vitesse d'écoulement:

$V_1 = 0,816 \frac{m}{s}$ (déjà calculée).

. Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{V_1 . D_1}{\nu} = \frac{0,816 . 0,8}{1,008 . 10^{-6}} = 6,5 . 10^5$$

. Hauteur moyenne des aspirités:

$$k_m = 19,25 . D Re^{-\frac{7}{8}} = 19,25 . 0,8 (6,5 . 10^5)^{-\frac{7}{8}} = 1,26 . 10^{-6} m < 4 . 10^{-6} m = k.$$

. Calcul du coeffecient λ

Comme la conduite est considérée comme rugueuse, λ se calcule d'aprés la formule de COLEBROOK:

$$\lambda = \left[\frac{1}{-2 \, Log \left(\frac{k}{3,7 . D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)} \right]^2$$

λ	$\varphi(\lambda)$
0,018	0,017447
0,017447	0,017458
0,017458	0,017458

soit $\lambda = 0,01746$

La perte de charge lineaire est:

$$\Delta h_{L_1} = \lambda . \frac{L_1}{D_1} . \frac{V_1^2}{2 . g}$$

$L_1 = 13006,8 \, m$

$$\Delta h_{L_1} = 0,01746 . \frac{13006,8}{0,8} . \frac{0,816}{2 . 9,81}$$

$$\underline{\Delta h_{L_1} = 9,633 \, m}$$

.Pertes de charge singulières:

Accessoires	Nbr	ξ_i	$\Delta h_{si} = \xi_i \cdot \frac{V_1^2}{2g}$ [m]
Coudes à 15°	31	0,68	0,715
Vanne	1	0,3	0,011
		Δh_{s_1}	0,726

_2ème tronçon:

.Vitesse d'écoulement:

$$V = \frac{4.Q}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{4 \times 0,41}{\pi \times (0,6)^2} = 1,450 \ \frac{m}{s}.$$

Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{V_2.D_2}{\nu} = \frac{1,45 . 0,6}{1,008 . 10^{-6}} = 8,63 . 10^5$$

.Hauteur moyenne des aspirités:

$$k_m = 19,25 . D . Re^{-\frac{7}{8}} = 19,25 . 0,6 . (8,63 . 10^5)^{-\frac{7}{8}} = 1,23 . 10^{-4} < 4 . 10^{-4} m = k.$$

Donc la conduite est pratiquement rugueuse.

_Pertes de charge linéaires.

$$\Delta h_{l_2} = \lambda . \frac{L_2}{D_2} . \frac{V_2^2}{2.g}$$

λ est calculée d'aprés la formule de COLEBROOK, et on trouve $\lambda = 0,01831$

$$L_2 = 6454,8 \, m.$$

$$\Delta h_{l_2} = 0,1831 . \frac{6454,8}{0,6} . \frac{(1,45)^2}{2 . 9,81}$$

$$\underline{\Delta h_{l_1} = 21,110 \ m}$$

.Pertes de charge singulières :

comme accessoires on a 11 coudes à 15° et un convergent

$$\Delta hs_2 = 11.\xi_c.\frac{V_2^2}{2.g} + \Delta h_{conv.}$$

$$\Delta hs_2 = 11.0,68.\frac{(1,45)^2}{2.9,81} + 0,008$$

$$\underline{\Delta hs_2 = 0,810\,m}$$

La perte de charge totale dans la conduite principale est:

$$\Delta h_{cp} = \Delta h_{l_1} + \Delta hs_1 + \Delta h_{l_2} + \Delta hs_2$$

$$= 9,633 + 0,726 + 21,110 + 0,810$$

$$\underline{\Delta h_{cp} = 32,279\,m}$$

I.2 Hauteur manométrique totale

La hauteur manométrique totale est la somme de la hauteur géométrique et des pertes de charge. On la designe aussi par le nom : hauteur énergétique totale.

I.2.1. Pertes de charge totales

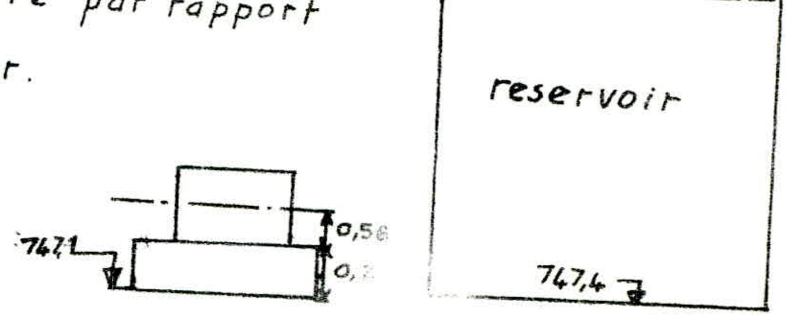
$$\Delta h_T = \Delta h_{cp} + \Delta h_{sr} + \Delta h_a = 32,279 + 1,88 + 1,427$$

$$\underline{\Delta h_T = 35,583\,m}$$

I.2.2. Hauteurs géométriques

_Hauteur géométrique d'aspiration

▽ designe l'altitute par rapport au niveau de la mer.



$hga = 753 - 747,1 - (0,2 + 0,56)$

$hga = 5,14$ m.

I.2.3 Hauteur géométrique de refoulement

C'est la différence entre l'altitude de l'installation et l'altitude du réservoir - reseau. Ces altitudes sont données par le profil en long de la conduite principale.

- altitude de l'installation : 746,25 m

- " du reservoir : 837,81 m

$hgr = 837,81 - 746,25$

$\underline{hgr = 91,56 \text{ m}}$

I.2.4 Hauteur manométrique totale H

Comme on a une aspiration en charge H s'écrit:

$H = hgr - hga + \Delta h_T = 91,56 - 5,14 + 32,279 = 122,100$ m

On prend $\boxed{H = 123 \text{ m}}$

H est majorée pour tenir compte d'autres pertes et pour plus de sécurité.

I.3 Caractéristique de l'installation:

C'est la courbe qui caractérise la variation de la hauteur en fonction du débit. Son équation est de la forme:

$$H = H_s + k Q^2$$

avec H_s : hauteur statique

$H_s = hgr - hga = 91,56 - 5,14 = 86,42$ m

Pour $Q = 0$ $H = H_s = 86,42$ m

$Q = Q_n = 1476 \frac{m^3}{h}$ $H = 123$ m d'ou = $k = \dfrac{H - H_s}{Q^2} = \dfrac{123 - 86{,}42}{(1476)^2} \Rightarrow k = 1{,}68 . 10^{-5}$

d'ou $H = H_s + 1{,}68 . 10^{-5} Q^2 = 86{,}42 + 1{,}63\ 10^{-5}$

Tracé de la caractéristique:

Q $\left[\frac{m^3}{h}\right]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512	576	64[illegible]
H [m]	86,42	86,50	86,70	87,04	87,52	88,14	88,90	90,19	90,82	92,00	93,3
Q	704	738	768	832	896	960	1024	1088	1152	1216	1280
H	94,74	95,57	96,33	98,05	99,91	101,90	104,04	106,31	108,71	111,26	113,94
Q	1344	1408	1472	1476	1536	1600	1664	1728	1792	1856	1920
H	116,80	119,73	122,82	123	126,06	129,82	132,94	136,58	140,37	143,90	148,35

I.3 Calcul des épaisseurs des tuyaux:

Les tuyaux sont considérés comme des tubes minces. L'épaisseur est donnée par la formule :

$$e = \frac{P.D}{2.\sigma_a.\varphi} + C$$

e : epaisseur du tuyau.

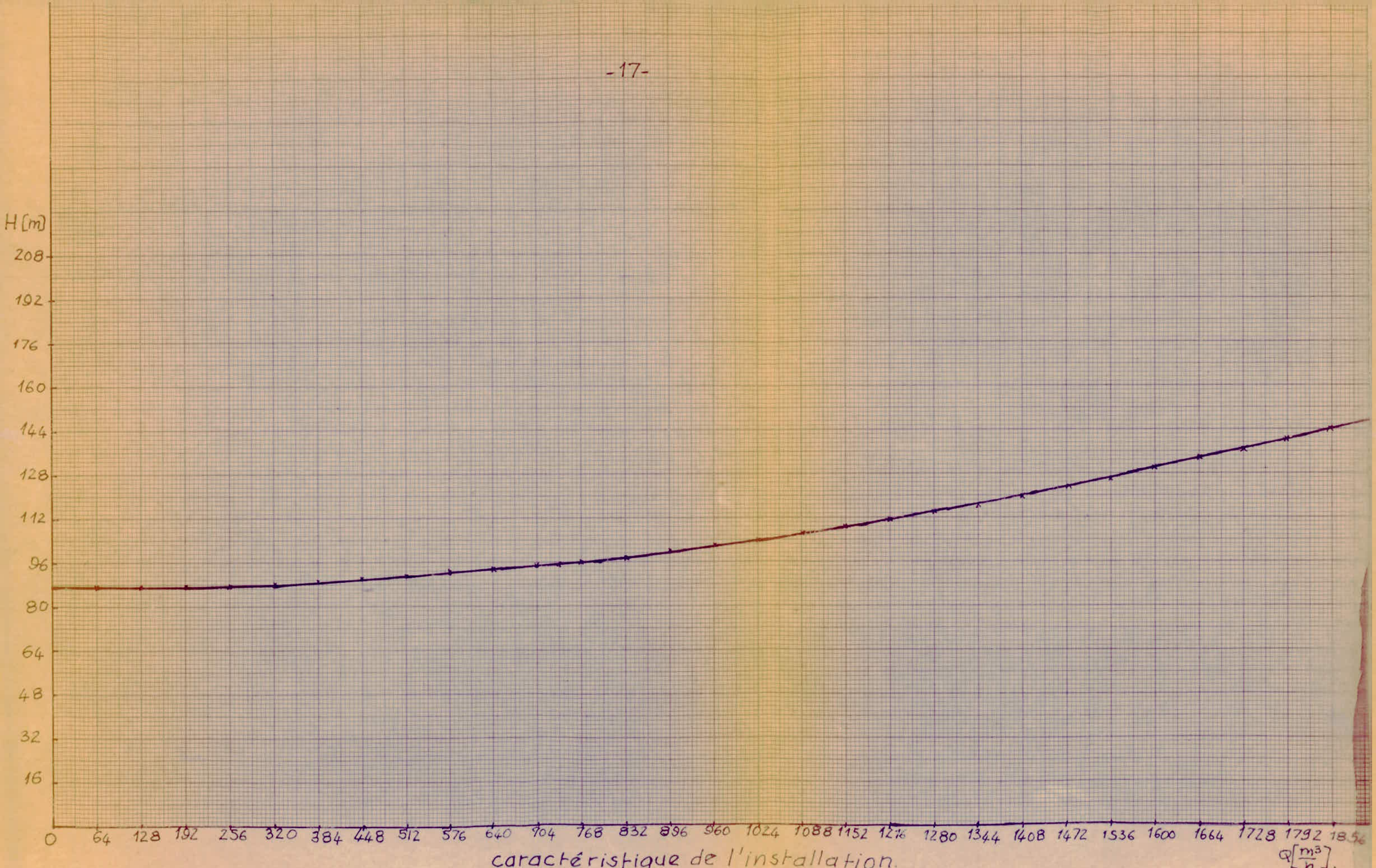
D : diamètre interieur du tuyau.

P : pression maximum en service.

σ_a : Contrainte admissible du matériau.

φ : Coeffecient de résistance dependant du mode d'éxécution du tube.

C : Constante additif (corrosion;...).



caractéristique de l'installation.

Pour lés tubes en tôle d'acier roulée et soudée ona les valeurs suivantes:

$C = 2\ mm$

$\varphi = 0,9$

$\sigma_a = 7\ daN/mm^2$

I.3.1 Epaisseur des tubes d'aspiration:

La pression maximum dans l'aspiration est:

$$p_a = \bar{\omega}\, h_{ga} + \rho \cdot \frac{V_a^2}{2}$$

$$p_a = 1000 \cdot \left[9,81 \cdot 5,14 + \frac{(1,631)^2}{2} \right] = 5,2 \cdot 10^{-3}\ daN/mm^2$$

$$e = \frac{5,2 \cdot 10^{-3} \cdot 400}{0,9 \cdot 7} + 2 = 2,16\ mm$$

soit $\underline{e = 3\ mm}$

I.3.2 Epaisseur des tubes de refoulement:

La pression maximum dans le refoulement est:

$$p_r = \bar{\omega} \cdot H$$

$p_r = 1000 \cdot 9,81 \cdot 123 \cong 12,3$ bars on prend $P_r = 13$ bars.

- Pour la partie reliée auxpompes l'épaisseur est:

$$e = \frac{0,13 \cdot 300}{0,9 \cdot 7} + 2 = 5,1\ mm$$

soit $\underline{e = 6\ mm}$

- Pour la conduite principale on a:

1er tronçon $\phi 800$	2eme tronçon $\phi 600$
$e = \frac{0,13 \cdot 800}{0,9 \cdot 7} + 2 = 10,25\ mm$	$e = \frac{0,13 \cdot 600}{0,9 \cdot 7} + 2 = 8,2\ mm$
soit $\underline{e = 11\ mm}$	soit $\underline{e = 9\ mm}$

CH.II VERIFICATION DU CHOIX DES POMPES.

II.1 La vitesse spécifique : N_s

Définition :

La vitesse spécifique est la vitesse de rotation en trs/mn d'une roue homothétique à la roue étudiée fonctionnant sous une hauteur de 1m et débitant 1 m³/s.

- N_s globale :

$$N_{sg} = \frac{N \cdot Q_T^{1/2}}{H^{3/4}}$$

on choisira des moteurs qui tournent à 2900 trs/mn.

$Q_T = 0{,}41 \ \frac{m^3}{s}$

$H = 123 \ m$

$$N_{sg} = \frac{2900 \cdot \sqrt{0{,}41}}{123^{0{,}75}} = 50{,}28 \ trs/mn$$

on constate que $N_{sg} > 40$, donc on doit choisir deux pompes en parallele dont la vitesse spécifique de chacune est :

$$N_{sp} = \frac{N_{sg}}{\sqrt{2}} = \frac{50{,}28}{\sqrt{2}} = 35{,}55 \ trs/mn$$

Cette vitesse spécifique correspond à celle d'une roue centrifuge. Mais vu le débit important que doit fournir la pompe, ses dimensions seront grandes. Pour diminuer l'encombrement et faciliter le montage et l'entretien, on choisit une pompe à deux ouïes. Cette pompe débitera le même débit que deux à une seule ouïe montées en parallèle. L'impulseur de cette pompe est constitue de deux roues juxtaposées.

La vitesse spécifique de chaque roue est:

$$N_s = \frac{N_{sp}}{\sqrt{2}} = \frac{35,55}{\sqrt{2}} = 25,14 \ trs/mn. \quad > 20 \ trs/mn.$$

Donc on a une roue centrifuge.

II.2. Verification à la non cavitation:

II.2.1. Le phénomène de cavitation:

Le phénomène de cavitation se produit lorsque à l'interieur de la pompe, à cause d'une chute locale de pression, des cavités remplies de vapeur d'eau se forment. ces cavités s'écrasent dès qu'ils atteignent des régions à pression plus élevée.

Les causes de l'apparition du phénomène de cavitation sont

- diminution de la pression atmosphérique (haute altitude).
- grande hauteur d'aspiration.
- une température élevée de l'eau.

Etant données les conséquences néfastes de ce phénomène (érosion de la roue, diminution du débit; ...), le choix des pompes pour une installation doit être fait de telle façon que ce phénomène ne se produise pas.

II-2.2. N.P.S.H

Le N.P.S.H determine les conditions dans lesquelles la pompe fonctionne sans caviter.

- N.P.S.H disponible

C'est la hauteur de charge nette disponible à l'installation à l'entrée de la pompe.

$$N.P.S.H_d = \frac{P_o}{\varpi} - (H_a + \Delta h_a + h_v) \quad [m].$$

$\frac{P_o}{\omega}$ = pression barométrique en m de colonne d'eau.

H_a : hauteur d'aspiration

Δh_a : pertes de charge dans l'aspiration.

h_v : hauteur en m de colonne d'eau représentant la tension de vapeur.

$\frac{P_o}{\omega} = 10,33 - \frac{\rho_{air}}{\rho_{eau}} . h$ h étant l'altitude de l'installation.

$h = 747,10$ m , $\rho_{air} = 1,29$ Kg/m³ , $\rho_{eau} (20°) = 999,3$ Kg/m³

$$\frac{P_o}{\omega} = 10,33 - \frac{1,29}{998,3} = 9,366 \text{ m}$$

$H_a = -5,14$ m (car on a une aspiration en charge).

$\Delta h_a = 1,427$ m.

$$h_v = \frac{P_v}{\omega}$$

$P_v = 0,02337$ bar (d'aprés les tables de vapeur d'eau).

$$h_v = \frac{0,02337.10^5}{998,3 . 9,81} = 0,024 \text{ m}.$$

$$N.P.S.H_d = 10,33 - (-5,14 + 1,427 + 0,024)$$

$$\underline{N.P.S.H_d = 13,055 \text{ m}}$$

- N.P.S.H requis :

c'est la hauteur de charge nette requise pour la pompe pour qu'elle fonctionne sans caviter.

$$N.P.S.H_r = \sigma . H$$

H : hauteur manométrique totale

σ : constante de THOMA

Pour σ STEPANOFF donne la formule empirique :

$$\sigma = 1,21 . 10^{-3} . n_s^{4/3}$$

$n_s = 25,14 \ trs/mn$

$N.P.S.H_r = 1{,}21 \cdot 10^{-3} \cdot (25{,}14)^{\frac{4}{3}} \cdot 123$

$\underline{N.P.S.H_r = 10{,}96 \ m}$

Pour que la pompe ne cavite pas il faut:

$N.P.S.H_d > N.P.S.H_r$

$13{,}055 > 10{,}96$

. donc la pompe ne cavite pas

conclusion:

Le choix de nos pompes est parfaitement justifié.

CH. III. ETUDE DE LA POMPE

III. 1 Calcul de la roue :

III 1-1. Dimensions principales :

Pour determiner les dimensions principales d'une roue, il faut fixer d'avance les paramètres suivant :

- la hauteur manometrique totale H.
- le debit Q
- la vitesse de rotation N

Dans notre cas on a une pompe à deux ouïes c'est à dire on deux roues. Le calcul de la roue se fait avec la moitié du débit refoulé par la pompe. D'où :

$Q = 0{,}1025\ \frac{m^3}{s}$

$H = 123\ m$ $\qquad N_s = 25{,}14\ trs/mn.$

$N = 2900\ trs/mn.$

Pour le calcul de la roue on utilise la méthode des constantes de tracé proposée par STEPANOFF ; ces constantes sont données en fonction du N_s.

-Vitesse périphérique à la sortie de la roue :

$U_2 = K_u \sqrt{2gH}$ $\qquad$ avec $K_u = 1$

$U_2 = 1\ \sqrt{2 \times 9{,}81 . 123}$ $\qquad \underline{U_2 = 49{,}125\ \frac{m}{s}}$

-Diamètre extérieure de la roue :

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

$$D_2 = \frac{60 . 49{,}125}{\pi \cdot 2900} = 0{,}3238\, m \quad \text{soit} \quad \underline{D_2 = 324\ mm}$$

- Diamètre interieure de la roue :

Pour les roues à moyenne N_s le rapport $\frac{D_1}{D_2}$ est compris entre 0,5 et 0,6 (d'aprés KOVATS)

on adopte $\underline{D_1 = 165 \text{ mm}}$

soit $\frac{D_1}{D_2} = \frac{165}{324} = 0,51$

- Largeur de l'aube à l'entrée de la roue :

$$b_1 = \frac{Q_t}{\pi \cdot v_{m1} \cdot D_1} \cdot \frac{t_1 + \tau_1}{t_1}$$

. Q_t : débit nominal majoré des pertes.

. $v_{m1} = K_{m1} \sqrt{2g.H}$: Vitesse débitante à l'entrée.

. $\frac{t_1 + \tau_1}{t_1}$ = rapport qui tient compte du rétrécissement de l'écoulement.

- t_1 = pas = $\frac{\pi . D_1}{Z}$

τ_1 = épaisseur de l'aube mesurée à la tangente à l'entrée.

$v_{m1} = K_{m1} \sqrt{2g.H}$ $\quad\quad$ $K_{m1} = 0,156$.

$v_{m1} = 0,156 \sqrt{2.9,81.123}$ $\quad\quad$ $\underline{v_{m1} = 7,633 \frac{m}{s}}$

Comme première approximation on estime les pertes à 6%

Soit $Q_t = 1,06 . Q_{nom}$.

on prend $\frac{t_1 + \tau_1}{t_1} = 1,2$

$$b_1 = \frac{Q_t}{\pi . v_{m1} . D_1} \cdot \frac{t_1 + \tau_1}{t_1} = \frac{1,06 . 0,1025}{\pi . 7,663 . 0,165} . 1,2$$

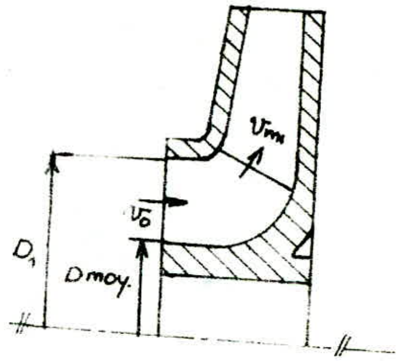
$\underline{b_1 = 33 \text{ mm}}$

- Diamètre du moyeu

on général on a $v_0 \cong v_{m1} = 7,663 \frac{m}{s}$.

$$v_{m0} = \frac{4\,Q_t}{\pi\,(D_1^2 - D_{moy}^2)}$$

D'où :



$$D_{moy} = \sqrt{D_1^2 - \frac{4\,Q_t}{\pi . v_0}}$$

$$D_{moy} = \sqrt{(0,165)^2 - \frac{4 . 1,06 . 0,1025}{\pi . 7,663}}$$

$$\underline{D_{moy} = 96\ mm}$$

- Vitesse débitante à la sortie de la roue

$$v_{m2} = K_{m2}\sqrt{2.g.H} \qquad K_{m2} = 0,11.$$

$$v_{m2} = 0,11\sqrt{2 . 9,81 . 123}$$

$$\underline{v_{m2} = 5,404\ \frac{m}{s}}$$

- Largeur de l'aube à la sortie de la roue :

$$b_2 = \frac{Q_t}{\pi . v_{m2} . D_2} . \frac{t_2 + \tau_2}{t_2}$$

On choisit $\frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = 1,02$

$$b_2 = \frac{1,06 . 0,1025}{\pi . 5,404 . 0,324} . 1,02$$

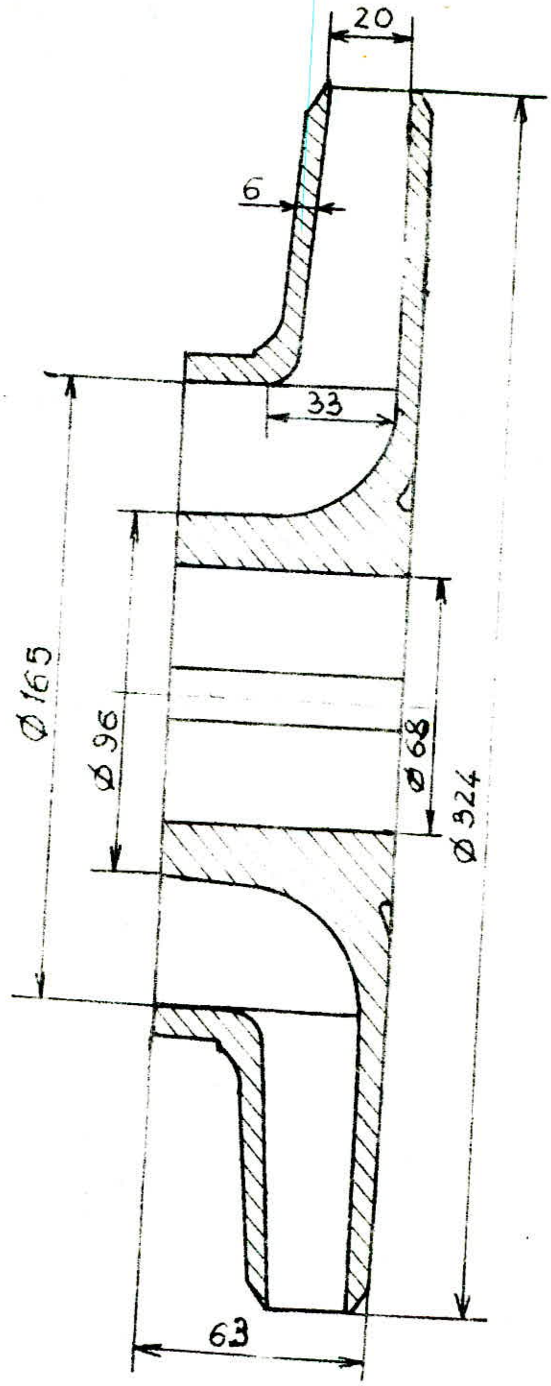
$$\underline{b_2 = 20\ mm}$$

III. 1-2 Les triangles des vitesses :

a/ à l'entrée

- Vitesse périphérique

$$U_1 = \frac{\pi . D_1 . N}{60}$$



Echelle : 0,5

Dimensions de la roue.

$$u_1 = \frac{\pi \cdot 0,165 \cdot 2900}{60}$$

$$\underline{u_1 = 25,054 \ \frac{m}{s}}$$

Pour une roue centrifuge on a $\alpha_1 = 90°$

donc $V_{m1} = V_1 = 7,663 \ \frac{m}{s}$

- Angle de l'inclinaison de l'aube à l'entrée:

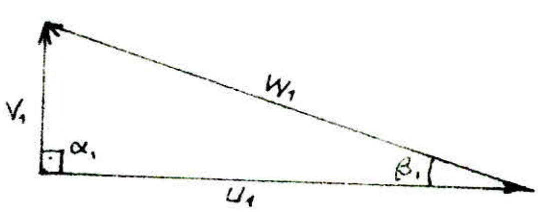
$$\beta_1 = \operatorname{Arctg} \frac{V_1}{U_1} = \frac{7,663}{25,054}$$

$$\underline{\text{d'où} \quad \beta_1 = 17°}$$

- Vitesse relative du fluide:

$$W_1 = \sqrt{V_1^2 + U_1^2} = \sqrt{(7,663)^2 + (25,054)^2}$$

$$\underline{W_1 = 26,210 \ \frac{m}{s}}$$



b/ à la sortie:

- Vitesse périphérique $U_2 = 49,125 \ \frac{m}{s}$

- Angle d'inclinaison de l'aube: on prend $\beta_2 = 22,5°$ car pour cet angle on a un bon rendement.

- Vitesse absolue: $V_2 = \sqrt{v_{m2} + v_{u2}^2}$

$v_{m2} = 5,404 \ \frac{m}{s}$

$$v_{u2} = U_2 - \frac{v_{m_2}}{tg\,\beta_2} = 49,125 - \frac{5,404}{tg\,22,5} = 36,078 \ \frac{m}{s}$$

$$v_2 = \sqrt{(5,404)^2 + (36,078)^2} \qquad \underline{v_2 = 36,480 \ \frac{m}{s}}$$

- Vitesse relative :

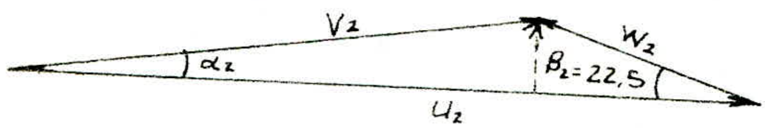
$$W_2 = \frac{V_{m2}}{\sin\beta_2} = \frac{5{,}404}{\sin 22{,}5}$$

$$\underline{W_2 = 14{,}121 \ \frac{m}{s}}$$

- l'angle α_2

$$\alpha_2 = \mathrm{Arcsin}\,\frac{V_{m2}}{V_2} = \mathrm{Arcsin}\ \frac{5{,}404}{36{,}48}$$

$$\underline{\alpha_2 = 8{,}2^\circ}$$



III. 1.3. Le type et le nombre des aubes

On chosit des aubes cylindriques car la roue a une vitesse spécifique moyenne (25, 14 trs/mn). En outre ces aubes présentent un avantage serieux qui est la simplicite de construc-tion.

- rayon de courbure de l'aube :

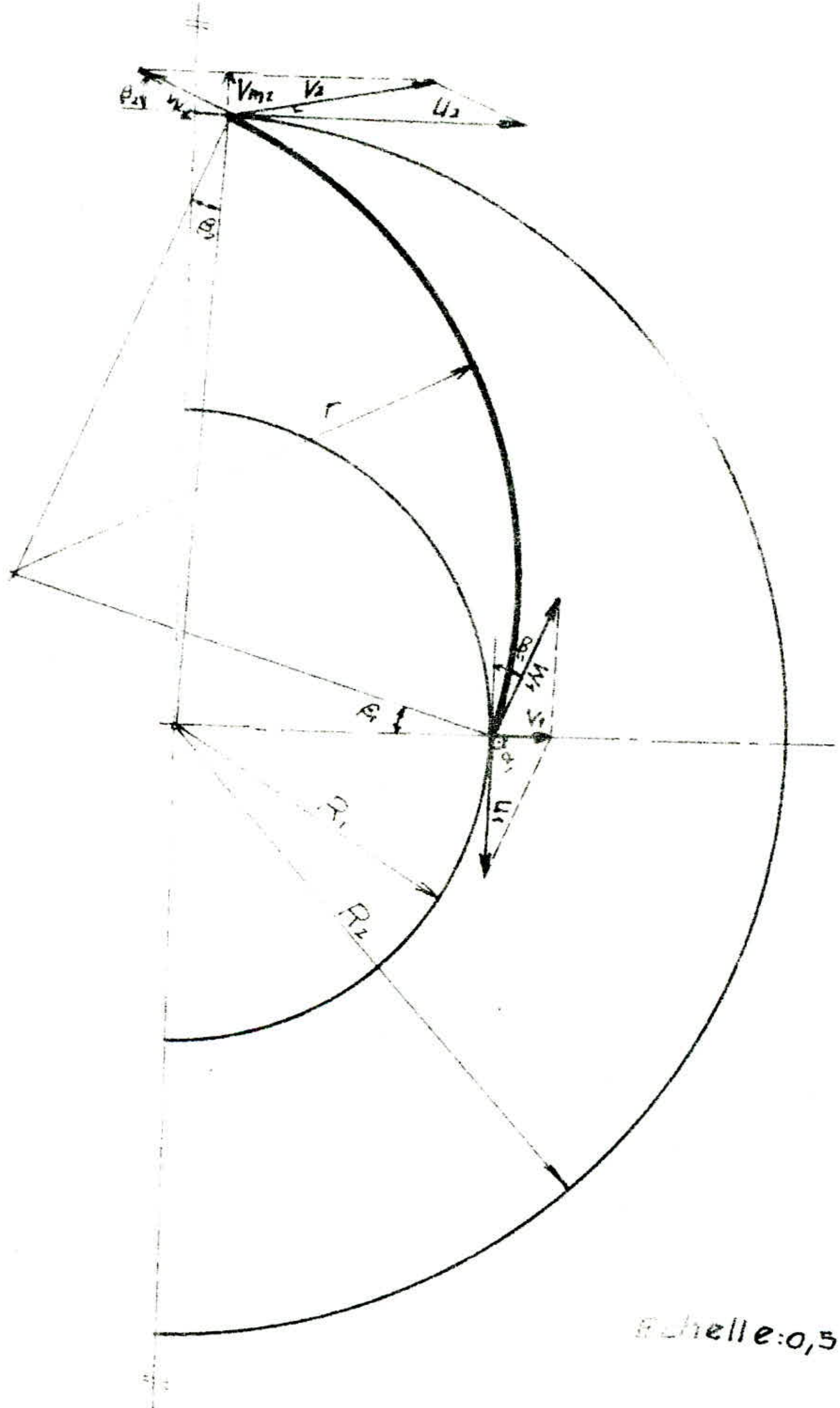
$$r = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2\,(R_2 \cos\beta_2 - R_1 \cos\beta_1)}$$

$$r = \frac{(0{,}162)^2 - (0{,}0825)^2}{2\,(0{,}162 . \cos 22{,}5 - 0{,}0825 \cos 17)}$$

$$\underline{r = 137{,}3 \text{ mm}}$$

- Nombre des aubes

STEPANOFF donne la règle empirique :



Construction de l'aube cylindrique

$$z = \frac{\beta_2 \text{ (en degrés)}}{3}$$

$$z = \frac{22,5}{3} = 7,5$$

on adopte $\underline{z = 8 \text{ aubes}}$

- Epaisseur des aubes:

Comme on a une vitesse périphérique moyenne, l'épaisseur des aubes n'exige pas un calcul spécial car les fatigues n'excèdent pas celles qui sont permises par l'épaisseur exigée par la techniqu de la fonderie

Comme on a une roue en fonte on choisit:

$$\underline{e = 6 \text{ mm}}.$$

III-2 Calcul de la volute.

Le calcul des diamètres des différentes sections de la volute se fait en divisant cette dernière en "n" parties égales. chaque partie dont la section finale a un diamètre final d_i collecte $\frac{i}{n}$ au debit refoulee:

$$V_3 \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{i}{n} \cdot Q \Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{i}{n} \cdot \frac{4Q}{\pi . V_3}}.$$

V_3: etant la vitesse moyenne d'écoulement. Les meilleures pompes modernes sont tracées avec une vitesse moyenne constante pour toutes les sections de la volute. Cette vitesse moyenne dans la volute est déterminée expérimentalement à partir de la relation:

$$V_3 = K_3 \sqrt{2gH}.$$

K_3. constante determinée en fonction de N_s.

Pour $N_s = 25,14$ trs/mn on a $K_3 = 0,40$.

$$V_3 = 0,4 \sqrt{2.9,81.123} \qquad \underline{V_3 = 19,650 \ \frac{m}{s}}$$

tracé de la volute : (voir page 32)

Le débit total $Q = 0,205\ m^3/s$

Q_i	$\frac{Q}{24}$	$\frac{2Q}{24}$	$\frac{3Q}{24}$	$\frac{4Q}{24}$	$\frac{5Q}{24}$	$\frac{6Q}{24}$	$\frac{7Q}{24}$	$\frac{8Q}{24}$
d_i [mm]	23,53	33,27	40,75	47,05	52,60	57,63	62,24	66,54
Q_i	$\frac{9Q}{24}$	$\frac{10Q}{24}$	$\frac{11Q}{24}$	$\frac{12Q}{24}$	$\frac{13Q}{24}$	$\frac{14Q}{24}$	$\frac{15Q}{24}$	$\frac{16Q}{24}$
d_i	70,60	74,40	78,30	81,50	84,82	88,03	91,11	94,10
Q_i	$\frac{17Q}{24}$	$\frac{18Q}{24}$	$\frac{19Q}{24}$	$\frac{20Q}{24}$	$\frac{21Q}{24}$	$\frac{22Q}{24}$	$\frac{23Q}{24}$	Q
d_i	97,00	99,81	102,55	105,52	107,80	110,40	112,83	115,25

Diamètre intérieur de la volute : D_3

$$D_3 = D_2 + \frac{D_2}{30} = 324\left(1 + \frac{1}{30}\right) = 334,8\ mm$$

Soit $D_3 = 335\ mm$

III.3 Calcul des pertes et des rendements

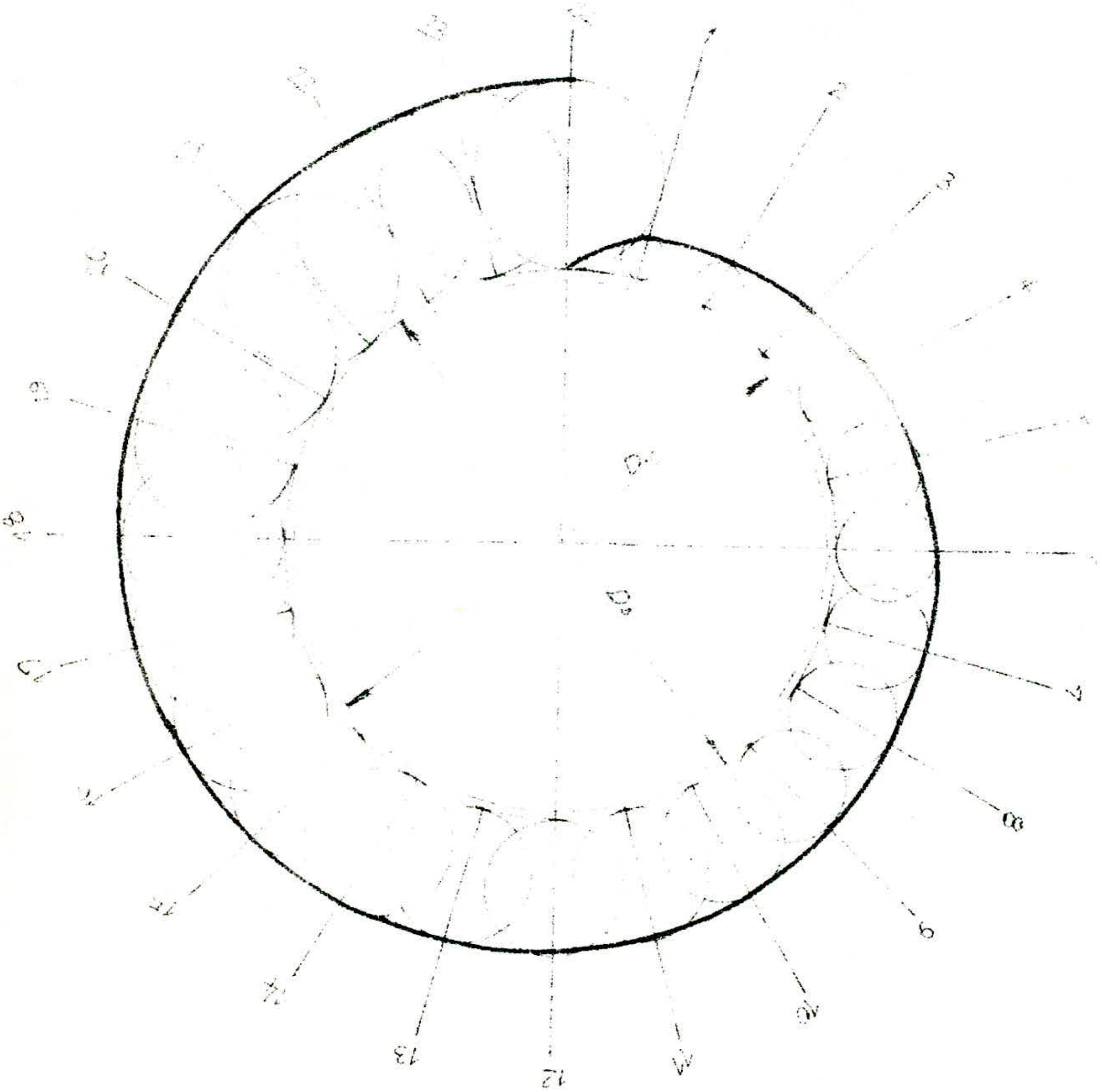
Dans une pompe il y a trois sortes de pertes d'énergie :

- les pertes hydrauliques.
- les pertes par fuite ou pertes volumétriques.
- les pertes mécaniques.

III.3.1. Pertes hydrauliques :

Elles comprennent les pertes :

- par frottement dans les canaux de la roue et dans la volute.
- par chocs dans la roue.



Echelle : 0,25.

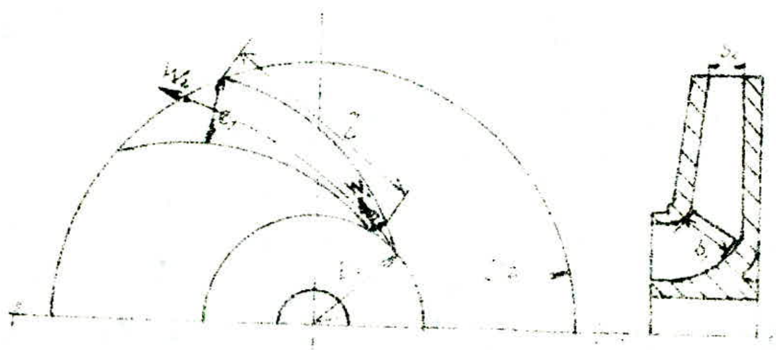
tracé de la volute

a/ Les pertes par frottement h_p

- Dans la roue :

Pour un débit nominal, les pertes par frottement ont pour expression :

$$h_{pr} = \frac{1}{4}\lambda \cdot \frac{2e + 2b}{eb} \cdot l \cdot \frac{W^2}{2g}$$



e : largeur moyenne du canal du passage.

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2}$$

$e_1 = 22$ mm, $e_2 = 39$ mm } relevées sur le dessin.

$$e = \frac{22 + 39}{2} = 30,5 \text{ mm}.$$

b : largeur moyenne de l'aube :

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{33 + 20}{2} = 26,5 \text{ mm}$$

l : longueur du canal.

l = 106 mm (relevée sur le dessin).

W : vitesse relative moyenne dans le canal :

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{26,21 + 14,121}{2} = 20,166 \ \frac{m}{s}$$

λ : coeffecient de resistance du canal.

λ est calculé d'aprés la fomule de MISES:

$$\lambda = 0{,}0096 + \frac{1}{\sqrt{e}}\left(\sqrt{K} + 1{,}7\sqrt{\frac{\nu}{W}}\right)$$

$\nu = 1{,}008 \cdot 10^{-6}\ \frac{m^2}{s}$

Pour les fontes moulées $\sqrt{K} = 8\ 10^{-3}$

$$\lambda = 0{,}0096 + \frac{1}{\sqrt{30{,}5\,10^{-3}}}\left(8.10^{-3} + 1{,}7\sqrt{\frac{1{,}008.10^{-6}}{20{,}166}}\right)$$

$$\underline{\lambda = 0{,}0576}$$

Comme on a deux roues juxtaposées la perte totale est

$$h'_{pr} = 2.\frac{\lambda}{4}.\frac{2e+2b}{eb}.l.\frac{W^2}{2g} = \lambda.l.\frac{e+b}{eb}.\frac{W^2}{2.g}$$

$$h'_{pr} = 0{,}0576 . 0{,}1056 . \frac{0{,}0305 + 0{,}0265}{0{,}0305 . 0{,}0265} . \frac{(20{,}166)^2}{2.9{,}81}$$

$$\underline{h'_{pr} = 8{,}892\ m}$$

- Dans la volute:

La perte totale dans la volute est la somme des pertes dans les 24 parties. Cett perte a pour expression:

$$h'_{pr} = \sum_{n=1}^{24} \lambda_n . \frac{l_n}{d_n} . \frac{V_3^2}{2g}$$

λ_n: le coeffecient de resistance de chaque partie donné par la formule de MISES:

$$\lambda_n = 0{,}0096 + \frac{1}{\sqrt{d_n}}\left(\sqrt{K} + 1{,}7\sqrt{\frac{\nu}{V_3}}\right).$$

Où K est une constante qui correspond à la rugosité des parois. Pour les fontes moulées on a $\sqrt{K} = 8.10^{-3}$

Dimensions d'un tronçon d'indice n

d_n : diamètre moyen

$$d_n = \frac{d_i + d_{i+1}}{2}$$

l_n : longueur moyenne

$$l_n = \frac{\pi D_n}{24} \qquad \text{avec } D_n = D_3 + d_n$$

$D_3 = 335$ mm.

V_3 : vitesse moyenne dans la volute

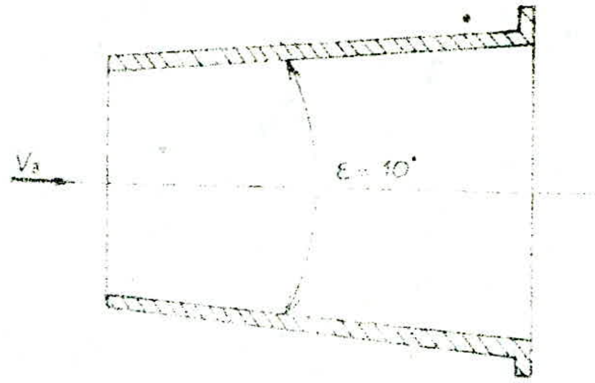
$V_3 = 19,650 \frac{m}{s}$ (déjà calculée).

D'aprés le tableau de la page 36, on trouve une perte totale dans la volute de :

$$\underline{h'_{pv} = 21,182 \text{ m}}.$$

Parties	d_n [mm]	D_n [mm]	l_n [mm]	λ_n	$\lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{V_s^2}{2g}$ [m]
1	11,77	346,57	43,55	0,0869	6,331
2	28,40	363,20	47,54	0,0594	1,957
3	37,01	371,81	48,67	0,0532	1,373
4	43,90	378,70	49,57	0,0496	1,102
5	49,83	384,63	50,35	0,0471	0,930
6	55,12	389,92	51,04	0,0453	0,820
7	59,94	394,74	51,67	0,0439	0,740
8	64,39	399,19	52,45	0,0426	0,680
9	68,57	403,37	52,80	0,0416	0,630
10	72,50	407,30	53,32	0,0407	0,589
11	76,35	411,15	53,82	0,0399	0,553
12	79,9	414,70	54,28	0,0393	0,525
13	83,16	417,96	54,71	0,0387	0,501
14	86,42	421,22	55,14	0,0381	0,478
15	89,57	424,37	55,55	0,0376	0,459
16	92,61	427,41	55,95	0,0372	0,442
17	95,55	430,35	56,33	0,0367	0,426
18	98,41	433,21	56,71	0,0363	0,411
19	101,18	435,98	57,07	0,0360	0,400
20	104,04	438,85	57,44	0,0356	0,386
21	106,66	441,46	57,79	0,0353	0,376
22	109,10	443,90	58,11	0,0350	0,367
23	111,62	446,42	58,44	0,0347	0,357
24	114,04	448,84	58,75	0,0344	0,349

. Pertes dans le cone diffuseur :



La perte dans le cône diffuseur est:

$$h'_{ped} = \zeta \cdot \frac{V_3^2}{2g}$$

$V_3 = 19,650 \frac{m}{s}$

$\zeta = 0,09$ (D'aprés l'abaque d'ANDRES).

$$h'_{ped} = 0,09 \cdot \frac{(19,65)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$\underline{h'_{ped} = 1,771 \, m}$$

Pour un débit nominal, les pertes par frottement sont de:

$h'_p = h'_{pr} + h'_{pv} + h'_{ped} = 8,892 + 21,182 + 1,771$

$$\underline{h'_p = 31,845 \, m}$$

On sait que les pertes par frottement sont proportion-nelles au carre du débit :

$$h'_p = K_1 Q^2$$

Pour $Q = Q_{nom} = 738 \, m^3/h$ on a $h'_p = 31,845 \, m$

D'ou $K_1 = \frac{h'_p}{(Q_{nom})^2} = \frac{31,845}{(738)^2}$

$$K_1 = 5,85 \cdot 10^{-5}$$

c.a.d $h'_p = 5,85 \cdot 10^{-5} \, Q^2$ [m] avec Q en $\frac{m^3}{h}$.

$Q\left[\frac{m^3}{h}\right]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
h'_p [m]	0	0,240	0,958	2,155	3,832	5,987	8,621	11,734	15,326
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
h'_p	19,397	23,967	28,976	31,845	34,384	40,471	46,937	53,882	

b/ Pertes par chocs.

Ces pertes sont nulles pour le débit nominal. Leurs variations sont données par la formule empiri--que suivante :

$$h''_p = \alpha_2 \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{nom}}\right)^2$$

$$\alpha_2 = \frac{\varphi}{2g}\left(u_1^2 + \frac{u_2^2}{1+p}\right)$$

$u_1 = 25,054 \ \frac{m}{s}$

$u_2 = 49,125 \ \frac{m}{s}$

$\varphi = 0,3 + 0,01\,\beta_2^{(0)} = 0,3 + 0,01 \cdot 22,5 = 0,525.$

$p = \varphi' \cdot \frac{R_2^2}{z \cdot S}$

$\varphi' = 0,6\,(1 + \sin\beta_2) = 0,6\,(1 + \sin 22,5) = 0,830.$

$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{324}{2} = 162$ mm

z : nombre d'aubes $z = 8$

S : moment statique du filet meridien

Pour les roues radiales : $S = \frac{1}{2}\left(R_2^2 - R_1^2\right) = \frac{1}{8}\left(D_2^2 - D_1^2\right).$

$S = \frac{1}{8}\left(0,324^2 - 0,165^2\right) = 9,72 \cdot 10^{-3}$ m²

$p = 0,830 \cdot \frac{(0,162)^2}{8 \cdot 9,72 \cdot 10^{-3}}$ $\quad p = 0,28$

$$\alpha_2 = \frac{0,525}{2.9,81}\left[(25,054)^2 + \frac{(49,125)^2}{1+0,28}\right]$$

$$\alpha_2 = 67,394 \ [m].$$

D'ou l'expression finale des pertes par chocs:

$$h_p'' = 67,394\left(1 - \frac{Q}{738}\right)^2$$

$Q\ [\frac{m^3}{h}]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
h_p'' [m]	67,394	56,212	46,044	36,889	28,748	21,620	15,507	10,406	6,320
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
h_p''	3,247	1,188	0,143	0	0,112	1,093	3,089	6,098	

III-3-2. Caractéristique de la pompe - Rendement hydraulique:

a/- Caractéristique de la pompe:

La caracteristique d'une pompe est courbe qui donne la variation de la hauteur en fonction du débit.

- Hauteur théorique pour un nombre fini d'aubes:

$Q = 0 \qquad H_{th} = \frac{U_2^2}{g} = \frac{(K_u\sqrt{2gH})^2}{g} = K_u\, 2H = 2 \cdot 123 = 246 \ m.$

$Q = 738\ \frac{m^3}{h} \quad H_{th} = \frac{U_2 \cdot V_{u_2}}{g} = \frac{U_2}{g}(U_2 - W_2 \cdot \cos 22,5)$

$$H_{th} = \frac{49,125}{9,81}(49,125 - 14,121 \cos 22,5)$$

$$H_{th} = 180,275 \ m.$$

- Hauteur théorique pour un nombre infini d'aubes

$H_{th\infty} = (1+p)\, H_{th} \qquad p = 0,280$ (déjà calculé).

$Q = 0 \qquad H_{th\infty} = 1,28 \cdot 246 = 314,88 \ m$

$Q = 738\ \frac{m^3}{h} \quad H_{th\infty} = 1,28 \cdot 180,275 = 230,752 \ m$

La hauteur réelle d'élévation est définie comme suit.

$$H = H_{th} - \Sigma pertes = H_{th} - (h'_p + h''_p)$$

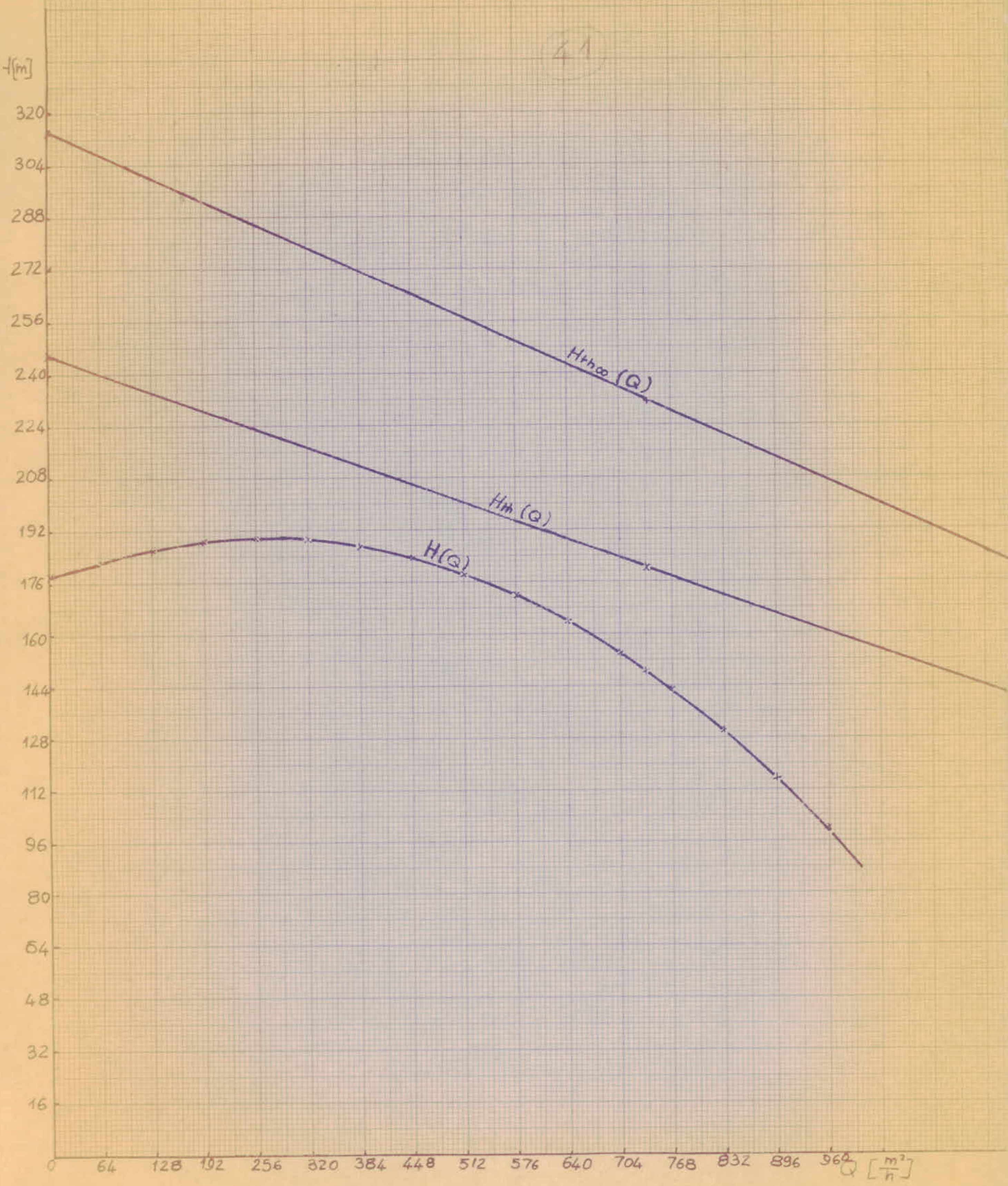
b/- Rendement hydraulique : η_h

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

Tableau de valeurs.

$Q \left[\frac{m^3}{h}\right]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
$h'_p + h''_p$ [m]	67,394	56,452	47,002	39,044	32,580	27,607	24,128	22,140	21,646
H_{th} [m]	246	239,2	230,1	228,4	222,72	217,12	211,52	205,76	200
H [m]	178,606	182,75	187,10	189,36	190,14	189,32	187,39	183,62	178,35
η_h [%]	72,6	76,4	79,9	82,9	85,4	87,3	88,6	89,3	89,2
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
$h'_p + h''_p$	22,614	25,135	29,119	31,845	34,496	41,564	50,026	59,980	
H_{th}	194,72	188,8	183,36	180,27	177,6	172,16	165,12	160,8	
H	172,11	163,67	154,24	148,43	143,11	130,50	115,09	100,82	
η_h	88,4	86,7	84,10	82,40	80,6	75,9	69,7	62,7	

N.B:
Les valeurs de H_{th} sont relevées sur le graphe.



caractéristique de la pompe.

III.3.3 Pertes par fuite:

Les pertes par fuite sont dues aux chicanes existants entre la roue et la baque d'usure.

Pour le débit nominal, le débit de fuite est determiné à l'aide de la formule :

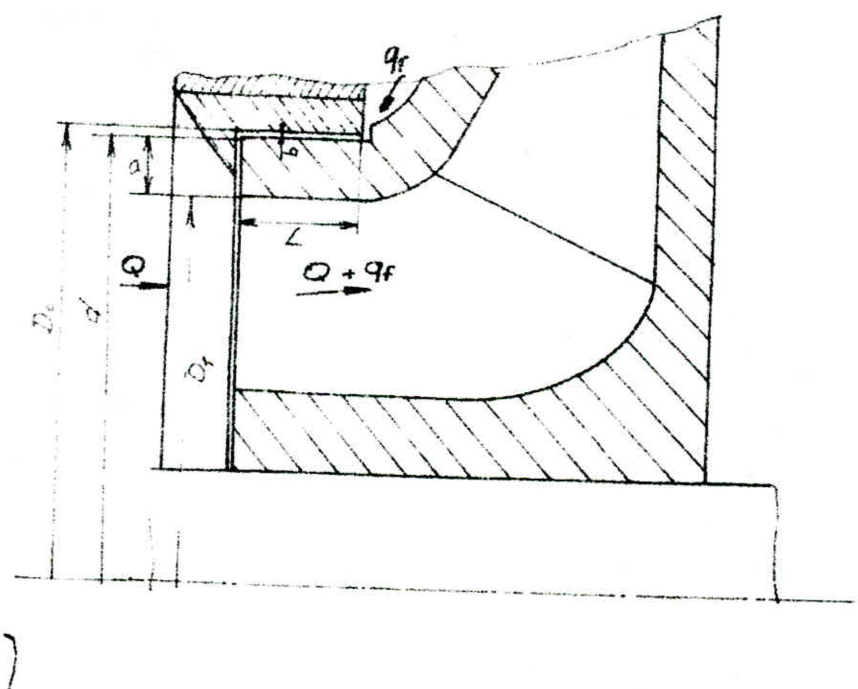
$$q_f = \mu . S \sqrt{2g . \Delta H}$$

μ: coeffecient du débit: il tient compte de la contraction à l'entrée du jeu et du frottement.

S: section du jeu.

ΔH hauteur correspondante à la différence de pressions entre les deux côtés du joint.

. Dimensions d'une chicane:



a = 8 mm

L = 17 mm

b = 0,7 mm

ces valeurs sont données par STEPANOFF.

$d = D_1 + 2a = 165 + 2.8 = 181\,mm.$

$D_0 = d + 2.b = 181 + 2.0,7 = 182,4\,mm$

- Calcul de la section de fuite S.

$S = \pi . d . b = \pi\ (181.0,7).10^{-6} = 3,98.10^{-4}\ m^2$

- Calcul du coeffecien de débit μ:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2b} + 1,5 + 1,1Z}}$$

Z : étant le nombre d'aubes

Pour l'eau $\lambda = 0,025$ à $0,05$

on prend $\lambda = 0,03$ (eau froide).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,03}{2}.\frac{17}{0,7} + 1,5 + 1,1 \times 8}} = 0,3062$$

- Calcul de la hauteur ΔH:

$$\Delta H \cong \frac{1}{2g}\left[\frac{3}{4}u_2^2 + \frac{1}{4}u_0^2 - \left(u_2 - \frac{V_{m2}}{tg\beta_2}\right)^2\right]$$

$$u_0 = \frac{\pi D_0 . N}{60} = \frac{\pi .\ 0,1824 .\ 2900}{60} = 27,696\ \frac{m}{s}.$$

$$\Delta H \cong \frac{1}{2.9,81}\left[\frac{3}{4}(49,125)^2 + \frac{1}{4}(27,696)^2 - \left(49,125 - \frac{5,404}{tg\beta_2}\right)^2\right]$$

$\Delta H = 35,686\ m.$

Donc pour le debit nominal ($Q = 738\ \frac{m^3}{h}$) on a :

$$q_f = \mu . S . \sqrt{2g . \Delta H} = 0,3062 . 3,98 . 10^{-4}\sqrt{2.9,81.35,686}$$

$$q_f = 3,225\ l/s = 11,610\ m^3/h.$$

Comme on a deux roues juxtaposées c.a.d on a deux chicanes, le débit de fuite total est:

$$q_{fT} = 2 \cdot q_f = 2 \cdot 11,61 = 23,219 \ \frac{m^3}{h}$$

Pour les débits, autres que le débit nominal, le debit de fuite q_f est proportionnel à $\sqrt{H}$, d'où

$$q_f = \alpha \cdot \sqrt{H}$$

Pour $Q = Q_{nom} = 738 \ \frac{m^3}{h}$ on a $H = 148,432$ m et $q_f = 23,219 \ \frac{m^3}{h}$

d'où : $\alpha = \dfrac{23,219}{\sqrt{148,432}} \Rightarrow \alpha = 1,906$

c.a.d que $q_f = 1,906 \sqrt{H}$

III.3-4 Rendement volumétrique :

Le rendement volumétrique est défini par :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_f}{Q}}$$

$Q \left[\frac{m^3}{h}\right]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
H [m]	178,60	182,75	187,10	189,36	190,14	189,32	187,39	183,62	178,35
$q_f \left[\frac{m^3}{h}\right]$		25,76	26,07	26,23	26,28	26,22	26,09	25,83	29,45
η_v (%)	0	71,3	83,1	88,0	90,7	92,4	93,6	94,5	95,3
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
H	172,41	163,67	154,24	148,43	143,10	130,50	115,09	100,82	
q_f	25,00	24,38	23,67	23,22	22,80	21,77	20,45	19,14	
η_v	95,8	96,3	96,7	97,0	97,1	97,5	97,8	98,0	

III.3.5. Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques sont constituées par:

- les pertes par frottement du disque.
- les pertes par frottements dans la presse-étoupe et dans les paliers.

a/ Pertes par frottement du disque:

Ce sont les pertes dues au frottement du disque de la roue sur le fluide. Ces pertes sont constantes pour tous les débits. La puissance dissipée par frottement du disque est donnée par la formule empirique.

$$P_{fd} = C' U_2^3 \cdot D_2^2 \left(1 + \frac{5 \cdot b}{D_2}\right) \cdot \frac{g}{10^3} \quad [KW].$$

C' : facteur dépendant du coeffécient de frottement du disque sur le fluide. Pour les surfaces de la fonte moulée on a:

$C' = 0,075$

U_2 : vitesse périphérique du disque (de la roue):

$U_2 = 49,125 \frac{m}{s}$.

D_2 : diamètre extérieur de la roue

$D_2 = 0,324$ m.

b : largeur du disque.

$b = 2 b_2 = 2 . 20 = 40$ mm. $= 0,04$ m

D'où :

$$P_{fd} = 0,075\,(49,125)^3 . (0,324)^2 \left(1 + \frac{5 \times 0,04}{0,324}\right) \frac{9,81}{1000}$$

$$P_{fd} = 14,874 \text{ Kw}.$$

b/ Pertes dans la presse-étoupe(P_f') et dans les paliers (P_f''):
En général pour les grosses pompes $P_f' + P_f''$ est estimée à 2% de la puissance indiquée P_i : $P_i = \dfrac{\varpi \cdot Q \cdot H}{\eta_h \cdot \eta_v} = \dfrac{\varpi \cdot Q \cdot H_{th}}{\eta_v}$

La puissance totale perdue par frottement est:

$$P_p = P_{fd} + P_f' + P_f'' = 14{,}874 + 0{,}02\,P_i .$$

III. 3. 6 Rendement mécanique:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \dfrac{P_{fd} + P_f' + P_f''}{P_i}}$$

$Q\ [\frac{m^3}{h}]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
H_m [m]	246	239,2	234,1	228,4	222,7	217,1	211,5	205,8	200,0
P_i [KW]	0	58,51	98,26	135,8	171,3	204,9	236,8	265,8	292,8
P_p [KW]	14,874	16,04	16,84	17,59	18,30	18,87	19,61	20,19	20,73
η_m (%)	0	78,5	85,4	88,5	90,3	91,6	92,4	93,0	93,4
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
H_{th}	194,7	188,8	183,4	180,3	177,6	172,2	165,1	160,8	
P_i	319,0	341,9	363,8	373,8	382,8	400,3	412,2	429,2	
P_p	21,25	21,71	22,15	22,35	22,53	22,88	23,12	23,46	
η_m	93,8	94,0	94,3	94,4	94,5	94,6	94,7	94,8	

III. 3. 7. Rendement global

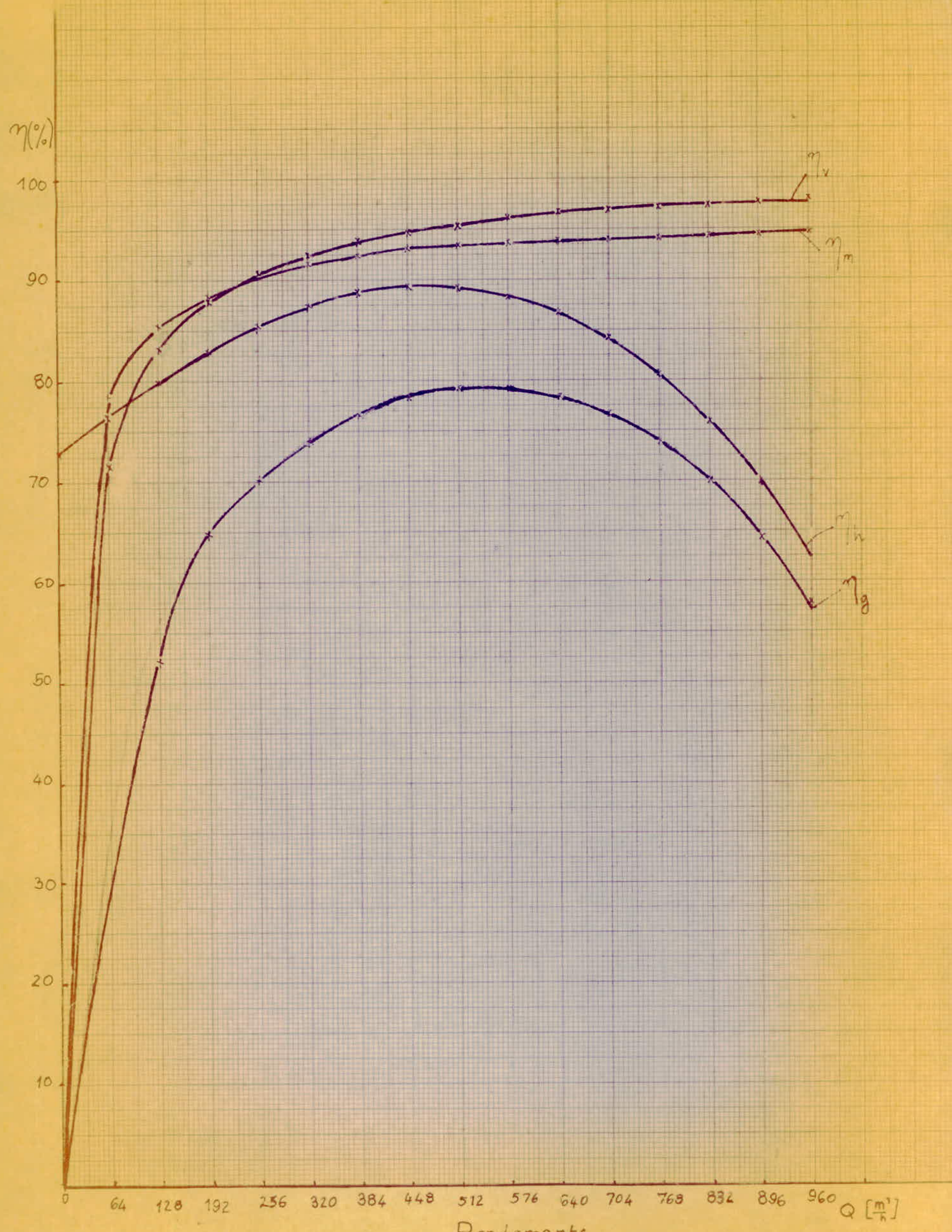
$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

$Q\,[\frac{m^3}{h}]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
η_h (%)	72,6	76,4	79,9	82,9	85,4	87,3	88,6	89,3	89,2
η_v (%)	0	71,3	83,1	88,0	90,7	92,4	93,6	94,5	95,3
η_m (%)	0	78,5	85,4	88,5	90,3	91,6	92,4	93,0	93,4
η_g (%)	0	42,9	56,7	64,6	70,0	73,9	76,6	78,5	79,4
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
η_h	88,4	86,7	84,1	82,4	80,6	75,9	69,7	62,7	
η_v	95,8	96,3	96,7	97,0	97,1	97,5	97,8	98,0	
η_m	93,8	94,0	94,3	94,4	94,5	94,6	94,7	94,8	
η_g	79,4	78,5	76,7	75,5	74,0	70,0	64,5	58,2	

III. 3. 8. Puissance absorbée (sur l'arbre):

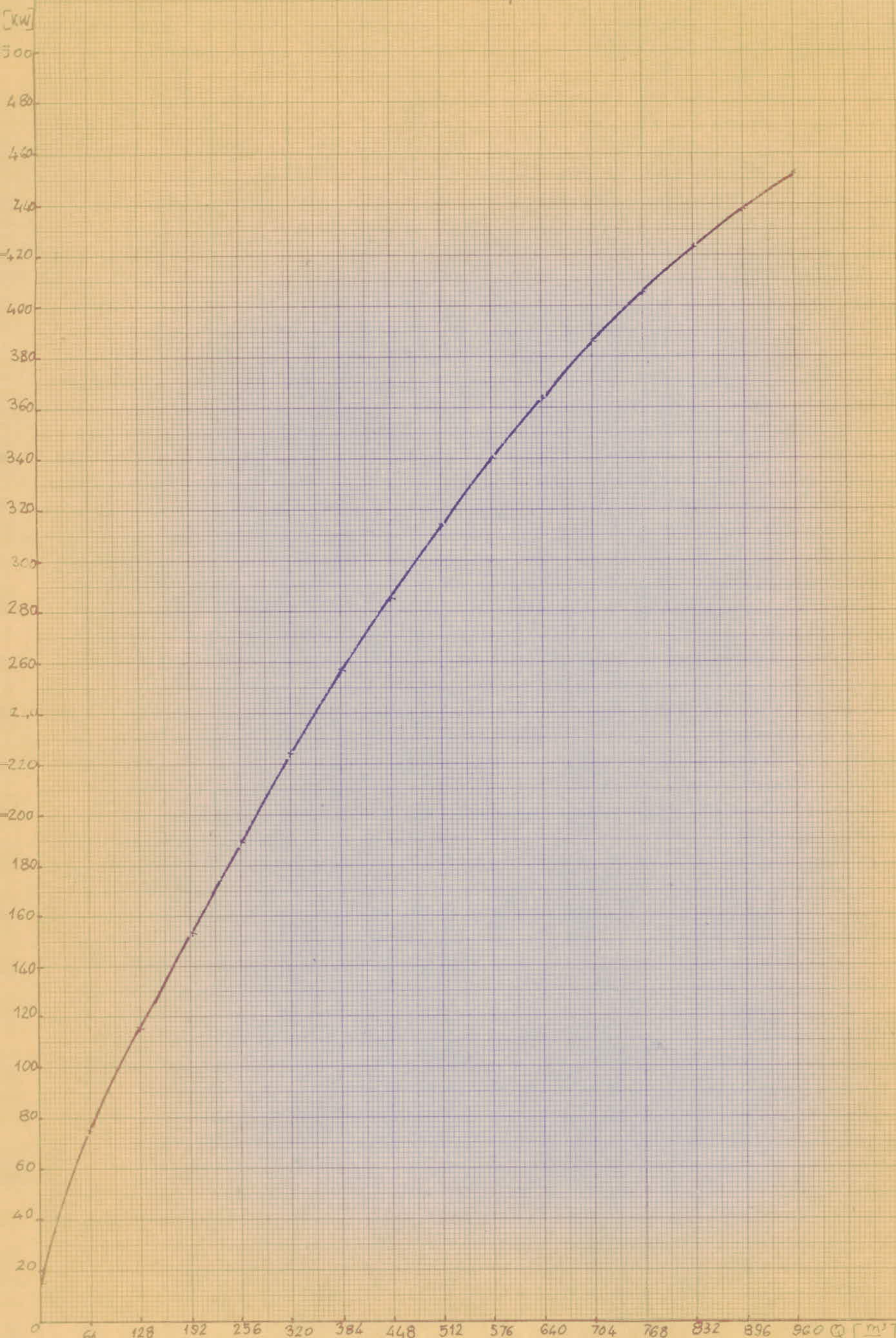
$$P_a = P_i + P_p$$

$Q\,[\frac{m^3}{h}]$	0	64	128	192	256	320	384	448	512
P_i [KW]	0	58,51	98,26	135,8	171,3	204,9	236,8	265,8	292,8
P_p [KW]	14,87	16,04	16,84	17,59	18,30	18,87	19,61	20,19	20,73
P_a [KW]	14,87	74,55	115,1	153,4	189,6	223,8	256,4	286,0	313,5
Q	576	640	704	738	768	832	896	960	
P_i	319,0	341,9	363,8	373,8	382,8	400,3	412,20	429,2	
P_p	21,25	21,71	22,15	22,35	22,53	22,88	23,12	23,46	
P_a	340,3	363,6	386,0	396,1	405,3	423,2	435,4	452,7	



η(%)
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
64
128
192
256
320
384
448
512
576
640
704
768
832
896
960
Q [m³/h]
η_v
η_m
η_h
η_g

Rendements



courbe des puissances

III-4-Étude mécanique:

III-4-1. L'arbre:

a/- Choix du matériau.

Comme l'arbre et en permanence en contact avec l'eau, on le choisit en acier inoxydable afin d'eviter sa corrosion. C'est un acier fortement allié de nuance : Z15CN18

Sa résistance minimale à la rupture est : $R = 75 \frac{daN}{mm^2}$

La contrainte admissble à la traction est : $\sigma_a = \frac{R}{k}$, où k est le coeffecient de sécurité. Pour des sollicitations repétées et connues $k = 5$. D'où $\sigma_a = \frac{R}{k} = \frac{75}{5} = 15 \frac{daN}{mm^2}$.

La contrainte admissible au cissaillement est: $\tau_a = 0{,}7\sigma_a = 0{,}7.15 = 10{,}5 \frac{daN}{mm^2}$

b/- Vérificaiton à la torsion:

La section minimale a pour diamètre.

$$d_m \geqslant \sqrt[3]{\frac{16\,\mathcal{M}_t}{\pi\,\tau_a}.10^3} \quad [mm]$$

$\mathcal{M}_t$ est le couple de torsion.

$$\mathcal{M}_t = \frac{P_a}{\omega} = \frac{30\,P_a}{\pi . N}$$

P_a est la puissance sur l'arbre nécéssaire pou le debit nominal : $Q = Q_{nom} = 738 \frac{m^3}{h}$; majorée de 17%.

$$P_a = (P_a)_{Q=Q_{nom}}(1 + 0{,}17)$$

D'aprés la courbe des puissances on $(P_a)_{Q=Q_n} = 396{,}1$. KW.

$$D'où : \mathcal{M}_t = \frac{P_a.30}{\pi . N} = \frac{396{,}1.1{,}17.30}{\pi . 2900}.10^3 = 1526{,}04 . N\text{-}m.$$

$$d_m \geqslant \sqrt{\frac{1526{,}04.10^2}{\pi\ .10{,}5}} = 42\ mm$$

on prend un diamètre normalise : <u>$d_m = 45mm$</u>

c/- Vérification à la flexion:

- Calcul de la flèche:

La flèche de l'arbre est due au poids de l'arbre et au poids de 2 roues.

. Poids des roues:

Une roue est constituée de 8 aubes, de 2 flasques et du moyeu.

Poids des aubes.

$P_b = m_a \cdot g = Z \cdot l_m \cdot e_m \cdot b_m \cdot \rho_f \cdot g$

$l_m = 106$ mm (relevée sur le dessin).

$e_m = 6$ mm , $b_m = \frac{20+33}{2} = 26{,}5$ mm , $\rho_f = 7200\ \frac{Kg}{m^3}$; $Z = 8$

$P_b = 8 \cdot 0{,}106 \cdot 0{,}006 \cdot 0{,}0205 \cdot 7200 \cdot 9{,}81 = 7{,}367$ N.

. Poids des flasques

$P_f = m_f \cdot g = 2\,\frac{\pi}{4}\,(D_2^2 - D_{moy}^2) \cdot e \cdot \rho_f \cdot g$

$P_f = 2 \cdot \frac{\pi}{4}\,(0{,}324^2 - 0{,}096^2) \cdot 0{,}006 \cdot 7200 \cdot 9{,}81 = 63{,}747$ N

Poids du moyeu:

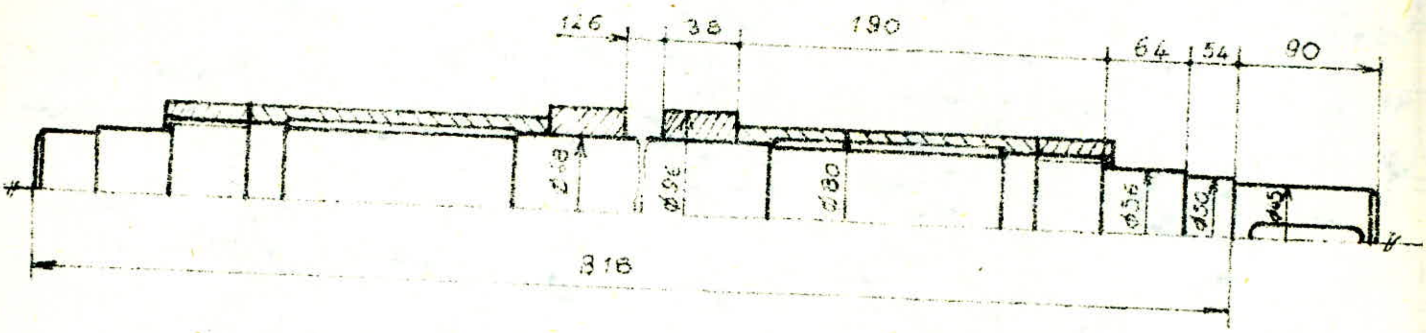
$P_m = \frac{\pi}{4}\,(D_{moy}^2 - d_a^2) \cdot c \cdot \rho_f \cdot g =$

$P_m = \frac{\pi}{4}\,(0{,}096^2 - 0{,}068^2)\,0{,}063 \cdot 7200 \cdot 9{,}81 = 16{,}049$ N

Le poids total des 2 roues est:

$P_r = 2\,(7{,}367 + 63{,}747 + 16{,}049) = 174{,}326\ N \cong 17{,}433$ daN.

Poids de l'arbre : (+ le poids des chemises).



Le poids total de l'arbre est :

$P_a = \rho_o \cdot g \cdot \frac{\pi}{4} \sum_{i=1} d_i^2 \cdot l_i$

d_i, l_i sont respectivement le diamètre, la longueur de chaque partie.

ρ_o : poids volumique de l'acier. $\rho_o = 7850 \frac{Kg}{m^3}$

$P_a = \frac{\pi}{4} \cdot 9{,}81 \cdot 7850 \left[2 (0{,}096^2 \cdot 0{,}038 + 0{,}08^2 \cdot 0{,}19 + 0{,}056^2 \cdot 0{,}064 + 0{,}05^2 \cdot 0{,}054) + 0{,}045^2 \cdot 0{,}09 + \right.$

$\left. + 0{,}068^2 \cdot 0{,}126 \right]$

$P_a = 287{,}350\ N = 28{,}735\ daN.$

Comme on a un arbre pratiquement symétrique, KOVATS donne pour la flèche la formule suivante :

$$f = \left(\frac{P_r}{48} + \frac{5 P_a}{384} \right) \frac{l^3}{EI}$$

l : longueur de l'arbre

E : module d'élasticite

I : moment d'inertie de l'arbre.

$E = 2,1 \cdot 10^6 \ \frac{daN}{cm^2}$

$l = 818 \ mm = 0,818 \ m$.

$I = \frac{\pi d^4}{64}$. Afin de prendre la flèche maximum on prend

$d = dm = 4,5 \ cm$

$I = \frac{\pi}{64} \cdot (4,5)^4 = 20,130 \ cm^4$

$f = \frac{l^3}{E.I} \left(\frac{P_r}{48} + \frac{5P_o}{384} \right) = \frac{(81,8)^3}{2,1 \cdot 10^6 \ 20,13} \left(\frac{17,433}{48} + \frac{5 \cdot 28,735}{384} \right)$

$f = 9,55 \cdot 10^{-3} \ cm$

Pour la flexion le diamètre de l'arbre est vérifié à l'aide de la formule suivante:

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{(2 P_1 + P_2) \cdot l}{0,8 \cdot \sigma_a}} \quad [cm]$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{(2 \cdot 17,433 + 28,735) 81,8}{0,8 \cdot 1500}}$$

$d \geqslant 1,63 \ cm = 16,3 \ mm$ cette relation est vérifiée.

- Vitesse critique de l'arbre:

C'est la vitesse pour laquelle la flèche deviendrait infinie (théoriquement).

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

g en $\frac{cm}{s^2}$

f en cm

N_{cr} en trs/mn

$$N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{981}{0,00955}} = 3100 \ trs/mn > 2900 \ trs/mn$$

Donc le régime de fonctionnement de la pompe est loin du régime critique.

N.B.

On trouve une vitesse critique relativement faible car la valeur de la valeur de la flèche est un peu exagérée (Toutes les sections de l'arbre sont supérieures à Ø45 mm).

d/ choix des roulements:

- Charge dynamique équivalente:

$P = X.V.F_r + Y.F_a$

X : facteur radial.

V : facteur de vitesse.

F_r : charge radiale.

Y : facteur axial.

F_a : charge axiale.

Dans notre cas on a:

$X = 1$, $V = 1$, $F_a = 0$

$$P = F_r = \frac{P_a + P_r}{2} = \frac{28,735 + 17,433}{2} = 23,084 \text{ daN}.$$

- charge dynamique de base:

$$C = P\left(\frac{Lh.N}{16666}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Lh: Durée nominale de fonctionnement en heures

on fixe cette durée à 3 années: soit:

$Lh = 3 \times 365 \times 24 = 26280$ heures

k = 3 pour les roulements à billes.

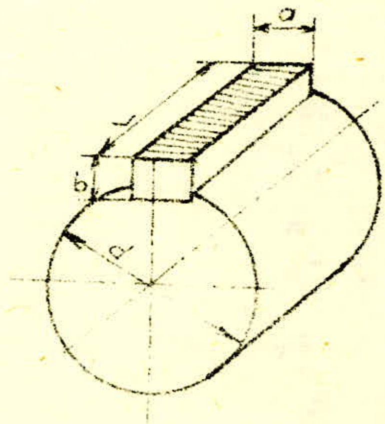
$$C = 23,084\left(\frac{26280 \cdot 2900}{16666}\right)^{\frac{1}{3}} = 383,16 \text{ daN}$$

Donc pour chaque palier on choisit un roulement à bille.

designation : 50BC02X.

e/ calcul desclavettes

-la clavette qui relie l'arbre aux 2 roues. Il suffit de la vérifier au cisaillement.



$$\frac{F_t}{S} \leq \tau_a$$

$$F_t = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 . 1526,04}{0,068} = 44883,53\ N = 4488,353\ daN$$

S : section de cisaillement : $S = L.a$

τ_a : contrainte admissible de cisaillement. Le matériau de la clavette est le même que celui de l'arbre : $\tau_a = 10,5\ \frac{daN}{mm^2}$

D'où : $L.b \geqslant \frac{F_t}{\tau_a}$

$$\geqslant \frac{4488,353}{10,5} = 427,46\ mm^2$$

On choisit une clavette normalisée. Pour $d = 68\ mm$ on a les dimensions suivantes :

$L = 100\ mm$

$b = 12\ mm$

$a = 20\ mm$

- La clavette d'accouplement:

$d = 45 mm$

$$F_t = \frac{2 M_t}{d} = \frac{2 \times 1526,04}{0,045} = 6782,4 \ daN$$

$$L.b \geq \frac{F_t}{\tau_a} = \frac{6782,4}{10,5} = 645,943 \ mm^2$$

Pour $d = 45$ mm, on a les dimensions suivantes:

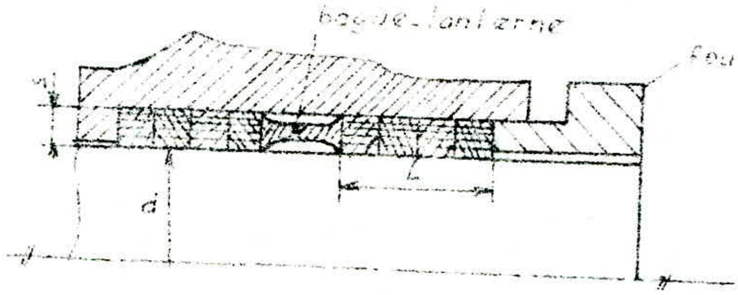
$L = 80 mm$

$b = 10 mm$

$a = 14 mm$

f/- Presse-étoupe:

Elle assure l'étanchéité au niveau de l'arbre. Elle est constituée de tresses en matière synthétique suiffées.



On a 2 garnitures de 8 tresses séparées par une bague-lanterne qui assure le refroidissement de la presse-étoupe.

Les dimensions sont:

$s = 0,7$ à $1\sqrt{d}$; $L = 3$ à $5 s$

$d = 80$ mm d'où $s = 8$ mm

$L = 4.s = 4.8 = 32$ mm

III.4-2. L'Épaisseur de la volute :

La volute est moulée en fonte à graphite sphéroïdal.

Son épaisseur est donnée par la formule :

$$e \geqslant \sqrt{\frac{p \cdot D^2}{4\,\sigma_a}}$$

$p = \varpi \cdot H$: pression dans la volute

H : hauteur manométrique totale majorée des pertes dans la volute

$H = 148,43 + 21,182 = 169,612$ m.

$p = \rho \cdot g \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 169,612 = 16,64 \ \frac{daN}{cm^2}$

D : diamètre de la section finale :

$D = 115,25$ mm

σ_a = Contrainte admissible. Pour la fonte $\sigma_a = 300 \ \frac{daN}{cm^2}$

$$e \geqslant \sqrt{\frac{16,64 \cdot (11,525)^2}{4 \cdot 300}} = 1,36 \text{ cm} = 13,6 \text{ mm}$$

Soit une épaisseur moulable : $e = 14$ mm.

III-4-3. Équilibrage :

Dans le cas des pompes à 2 entrées, les roues sont théoriquement équilibrées du fait des poussées agissant en sens contraire. Mais il y a toujours une faible poussée résiduelle due aux différences de jeux des chicanes ou de la pression d'aspiration. Donc il suffit de prévoir un palier de butée (roulement ayant les deux bagues bloquées complètement).

CH.IV. FONCTIONNEMENT DE L'INSTALLATION.

IV. 1_Détermination du point de fonctionnement:

Le point de fonctionnement de l'installation est donne par l'intersection de la caractéristique de l'installation et de la courbe resultante des caractéristiques de deux pompes en parallèle.

D'aprés la figure de la page 59, le point de fonctionnement a pour coordonnées:

- le débit : $Q = 1641,6\ \frac{m^3}{h}$.
- la hauteur : $H = 132\ m$.

Comme on le constate ces valeurs sont supérieures demandées ($Q = 1476\ \frac{m^3}{h}$, $H = 123\ m$).

Pour avoir exactement le point de fonctionnement exigé, on doit porter des modifications aux roues. Cette opération s'appelle le rognage.

IV.2. Rognage des roues

IV.2.1. Principe du rognage:

Le rognage d'une roue consiste en la reduction de son diamètre exterieur. La roue rognée est semblable à la roue initiale c'est à dire que la vitesse spécifique de rotation reste inchangée.

IV.2.2. Caractéristique de la pompe avec des roues rognées:

- Coeffecient du rognage:

D'aprés les lois de similitude on a:

$$\frac{H}{h} = \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 \left(\frac{N}{n}\right)^2 \left(= \left(\frac{U_2}{u_2}\right)^2\right) = \frac{Q}{q} \cdot \frac{N}{n}$$

Les lettres en miniscule désignent les valeurs rapportées à la roue rognée.

Comme on garde une vitesse de rotation constante, on a $\frac{H}{h} = \frac{Q}{q} = \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2$. Le coeffecient de rognage est par définition:

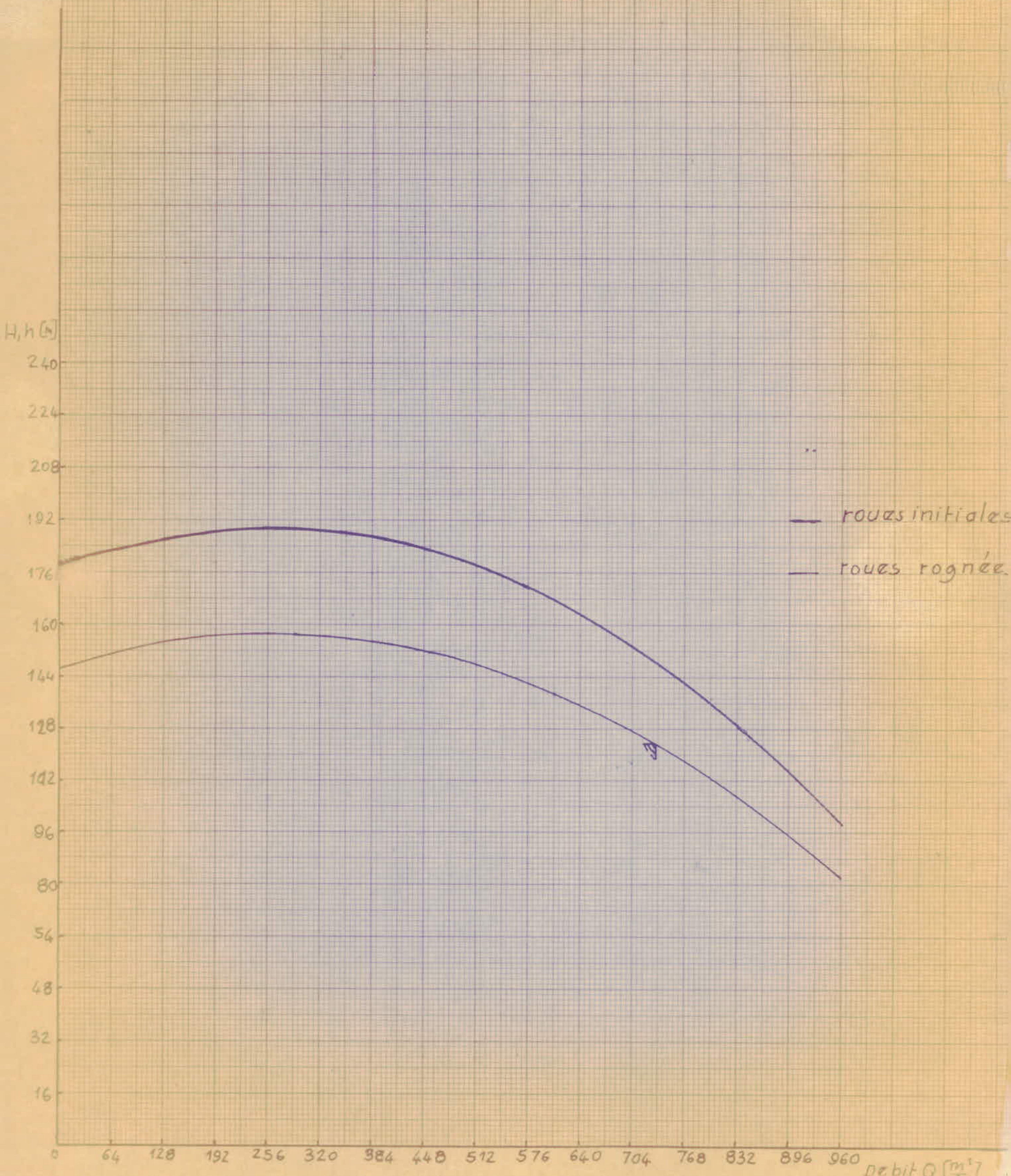
$$m = \frac{d_2}{D_2}.$$

La nouvelle caractéristique est obtenue à l'aide de la formule suivante:

$$h = m^2 H.$$

H [m]	178,60	182,75	187,10	189,36	190,14	189,32	187,39	183,62	178,35
h [m]	148,00	151,44	155,04	156,91	157,56	156,88	155,29	152,14	147,80
H	172,11	163,67	154,74	148,43	143,10	130,50	115,09	100,82	
h	142,62	135,62	127,81	123	118,59	108,14	95,37	83,57	

N.B: $m = \sqrt{\frac{123}{148,43}} = 0,91 \Rightarrow d_2 = D_2 \cdot m = 324 \cdot 0,91 = 295,5 \text{ mm}$



modification de la caractéristique de la pompe aprés rognage.

- Rendement de la pompe modifiée:

Dans cette pompe il y a seulement les dimensions des roues qui changent, donc les rendements volumétrique et mécanique restent constants. Seul le rendement hydraulique sera affecté et devient plus faible:

$$\eta_h = \frac{1}{1 + \frac{h'_p}{h}}$$

En réalité les pertes par frottement dans les canaux de la roue sont moins importantes mais pour compenser les pertes supplémentaires dues aux tourbillonnements à cause du grand jeu entre les roues et la volute, on les garde constantes.

$$\eta_h = \frac{1}{1 + \frac{h'_p}{h}} = \frac{1}{1 + \frac{31{,}843}{123}} = 79{,}50\,\%$$

Le rendement global est:

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

$\eta_h = 79{,}50\,\%$

$\eta_v = 97\,\%$

$\eta_m = 94{,}4\,\%$

$$\eta_g = 79{,}5 \cdot 97 \cdot 94{,}4 \cdot 10^{-6}$$

$$\eta_g = 72{,}8\,\%$$

IV.3. Fonctionnement de l'installation avec les pompes modifiées.

Avec les pompes à roues rognées on obtient exactement le point de fonctionnement désiré c.a.d:

$Q = 1476 \frac{m^3}{h}$
$H = 123\ m$ } voir page 64.

- Choix des moteurs:

- Puissance du moteur:

$$P_m = \left(\frac{1}{\eta_g} + 10\%\right)\frac{\varpi . Q . H}{1000} \quad [KW].$$

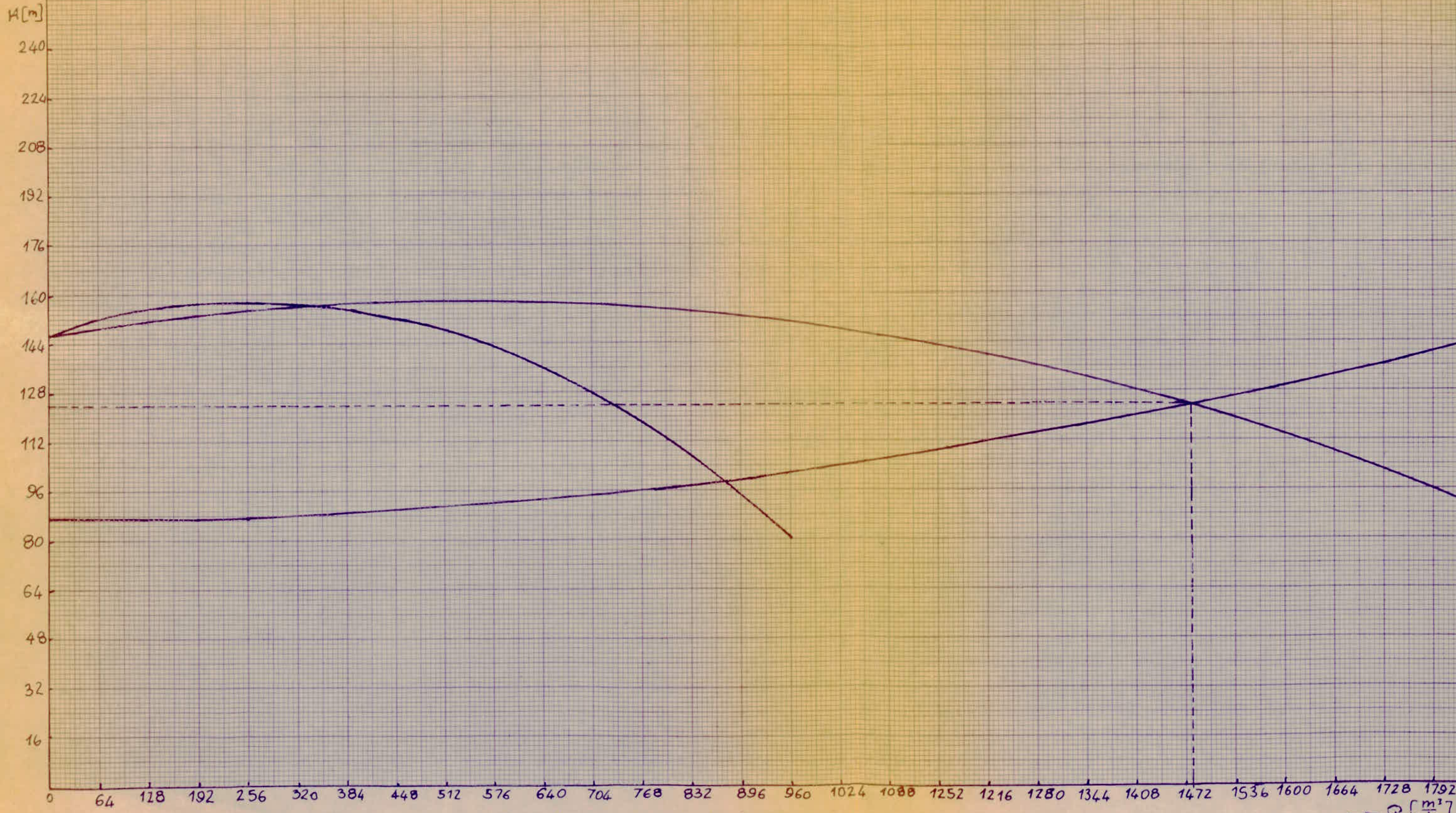
$Q = 738 \frac{m^3}{h} = 0,205 \frac{m^3}{s}$

$H = 123\ m.$

$$P_m = \left(\frac{1}{0,728} + 0,1\right)\frac{9,81 . 1000 . 0,205 . 123}{1000}$$

$P_m = 364,52\ KW.$

on choisit un moteur de 370 KW à 2900 trs/mn.



Fonctionnement de l'installation avec
les pompes modifiées.

CONCLUSION

Cette étude fait apparaître les problèmes les plus importants que rencontre la conception et la mise en marche d'une installation de pompage. Une analyse détaillée et rigoureuse nécessite un bureau d'études polyvalent doté d'outils de travail adéquats. Il serait utile de compléter ce travail par une étude technico-économique et une étude électrique.

De même il serait intéressant d'approfondir l'étude constructive de la pompe en vue d'une réalisation future.

BIBLIOGRAPHIE

Pompes centrifuges et pompes hélices	A.J. STEPANOFF Ed. DUNOD Paris, 1961
Pompes, ventilateurs, compresseurs	A. de KOVATS G. DESMUR Ed. DUNOD Paris, 1962
Calcul des tuyaux	T. ONIGA Ed. DUNOD Paris, 1960
Hydraulique urbaine Tome III	A. DUPONT Ed. EYROLLES Paris, 1977
Guide du dessinateur industriel	A. CHEVALIER Ed. HACHETTE Paris, 1975
La résistance des matériaux	G. MAILLARD Ed. A. CASTEILLA Paris, 1974
Centrifugal pump. Lexicon.	K. S. B 2nd Edition FRANKENTHAL, 1980
Station de pompage	A. G. H. T. M
Instructions pour le montage, la conduite et l'entretien des pompes centrifuges.	E.N.S.I.V.A.L Bruxelles.
Cours CM4	Mr PIERROZAK Mr. SPIRIDONOV
Cours MTH_3	Mr DIMITROV.

Catalogues de ALSTHOM ATLANTIQUE.

Catalogues de K.S.B.