

وزارة التعليم والبحث العلمي

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Alex

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT *Génie Mécanique*

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

SUJET

ÉTUDE ET RÉALISATION
D'UNE MAQUETTE D'UNE
POMPE À BÉTON

1 PLAN

Proposé par :

M. P. CLOUZEAU

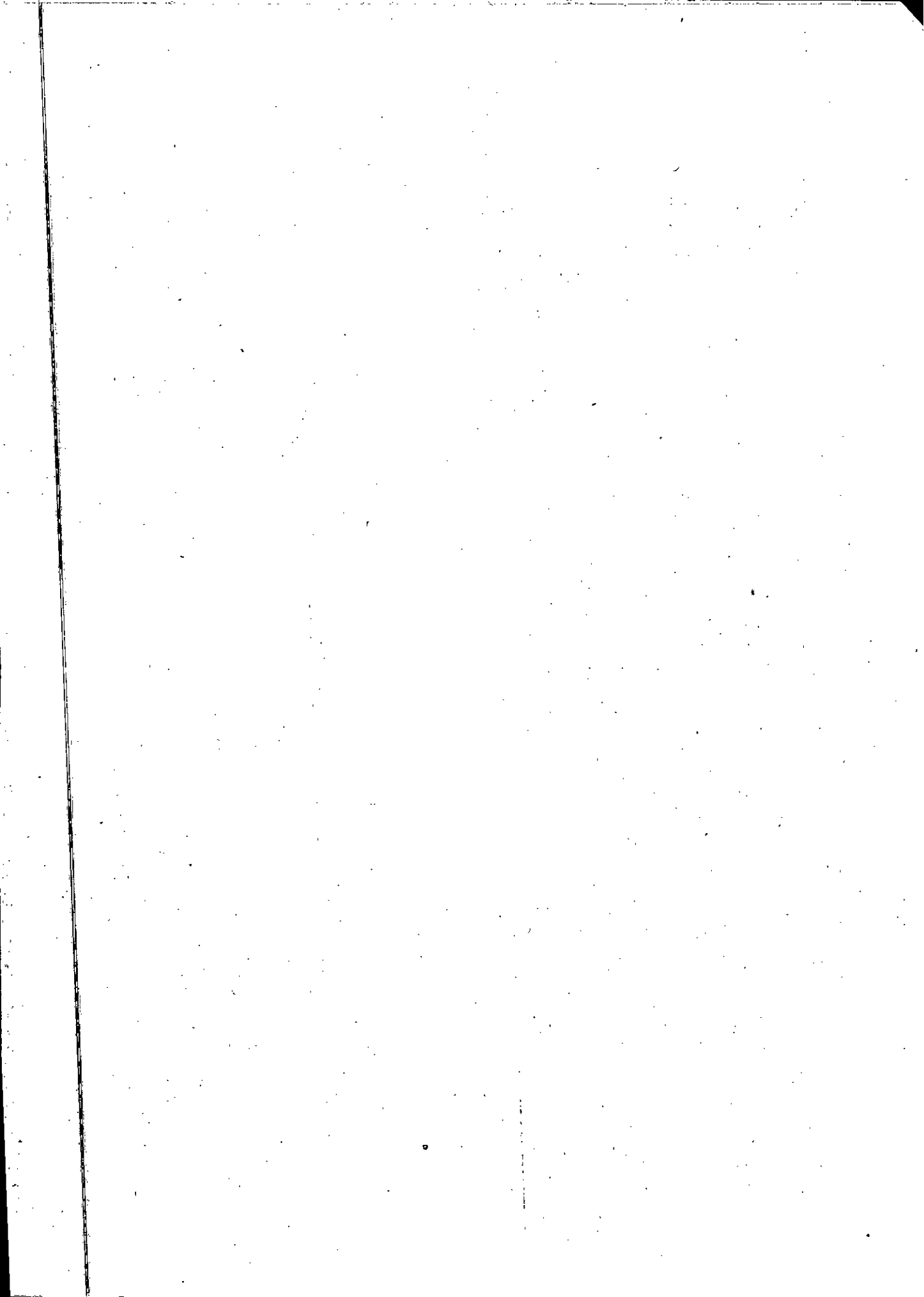
Étudié par :

M. MESSAOLID

Dirigé par :

M. P. CLOUZEAU

PROMOTION : Juin 1985



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

S U J E T

ÉTUDE ET RÉALISATION
D'UNE MAQUETTE D'UNE
POMPE À BÉTON

Proposé par : M^r
P. CLOUZEAU

Étudié par : M^r
MESSAOUD Arezki

Dirigé par : M^r
P. CLOUZEAU

PROMOTION - Juin 1985

REMERCIEMENTS

Ma reconnaissance et ma gratitude

s'adressent :

- A M^r CLOUZEAU pour son aide et son soutien tout le long de ce projet.
- A tous les enseignants qui ont contribué à ma formation
- A tous les agents du département de mécanique pour leur aide.
- Aux responsables et ouvriers de la SONELGAZ qui ont contribué à la réalisation de ce modeste projet. En particulier M^r AMIRI, M^r MERBEL et M^r ASFIRENE.
- A l'ensemble des étudiants qui ont de loin ou de près contribué à la réalisation de ce projet
- A M^r BELHADEF pour son aide et ses conseils très précieux.

DEDICACES

- A mon père et à ma mère.
- A mes frères et sœurs.
- A mes neveux.
- A M^r MAKHLOUF AHMED.
- A tous mes amis.

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

وزارة التعليم العالي
الجامعة الوطنية المتعددة التقنيات

Département : Génie mécanique

مصلحة : الميكانيك

Promoteur : P. CLOUZEAU

موجه : ب كلوزو

Élève Ingénieur : MESSAOUD Arezki

تلميذ مهندس : مسعود أرزقي

الملخص :

هذا المشروع يحتوي على دراسة وانجاز مضخة لاسمنت تعمل حسب نظام دوران. هذه المضخة تتميز بالاستعمالات المتعددة لضخ الاسمنت وخصوصاً الاسمنت الخفيف، الأوحال، الصمغ،...

Resumé :

Ce projet porte sur l'étude et la réalisation de la maquette d'une pompe à béton fonctionnant avec le système à rotor. Cette pompe offre de multiples possibilités pour le pompage du béton notamment du béton léger, des boues, du mastic,...

Abstract :

The project deals with the survey and the realization of a concrete pump which would operate with a rotor system. This pump would offer various possibilities of the pumping such materials as light concrete, muds, mastic,...

TABLE DES MATIERES

Chapitre		Page
	INTRODUCTION	1
I	GENERALITES	2
	I-1 Facteurs essentiels pour le pompage	2
	I-2 Différents types de pompe à béton	5
	I-2-1 Pompe à pistons	6
	I-2-2 Pompe à rotor	7
	I-3 Principe du système à rotor	
II	ETUDE DYNAMIQUE DE LA POMPE	10
	II-1 Calcul de la vitesse de rotation du rotor	11
	II-2 Calcul de la pression de refoulement	13
	II-3 Calcul des efforts sur le galet	17
	II-4 Calcul de la puissance absorbée par la pompe	18
III	DIMENSIONNEMENT DE LA MAQUETTE	19
	III-1 Calcul de la vitesse de rotation du rotor	20
	III-2 Calcul de la pression sur le béton	21
	III-3 Calcul des efforts sur le galet	21
	III-4 Calcul de la puissance du moteur.	22
IV	CALCUL DE RESISTANCE	24
	IV-1 Calcul de l'axe du galet compresseur	24
	IV-2 Calcul du diamètre de l'arbre du rotor	27
	IV-3 Calcul des clavettes	29
	IV-4 Calcul des roulements	31
	IV-4-1 calcul des charges sur les paliers	31
	IV-4-2 calcul des charges dynamiques	31
	IV-5 Etude de la liaison arbre-broche	32
	IV-5-1 Vérification de l'arbre au niveau de la section affaiblie	33
	IV-5-2 Vérification de la goupille.	34

V	CONSTRUCTION	35
VI	ESSAIS DE LA POMPE	38
	VI-1 ESSAIS réalisées	39
	VI-2 Constatations	39
	VI-3 Conclusions	40
	VI-4 Recommandations	40
VII	CONCLUSION	42

INTRODUCTION

Les pompes à béton ont fait leur apparition en 1934; Les pompes automatiques ont été montées sur des camions dès 1966. Peu après, ces machines s'équipaient de flèches hydrauliques de répartition permettant une grande souplesse dans la mise en place du béton.

Les pompes à béton permettent des gains appréciables de productivité, dont:

- La réduction des délais d'exécution et l'allègement des investissements en matériels de chantier (grues, dumpers, etc...) et des charges du personnel affecté à leur conduite et leur entretien.

- La mise en place du béton dans les endroits inaccessibles à des engins traditionnels

- Dans les cas de chantiers de faible importance la suppression des engins de levage.

- La réduction et, dans certains cas, la suppression de la vibration du béton.

CHAP I GENERALITES

I 1 Facteurs essentiels pour le pompage

Lorsqu'il s'agit de transporter le béton par tuyau, le facteur déterminant pour travailler de façon rentable et économique est la composition correcte du béton.

Trois facteurs importants sont décisifs pour la pompabilité d'un mélange :

1. composition granulométrique qui est caractérisée par ce qu'il est convenu d'appeler les courbes de tamisage
2. Teneur en grain très fins (calibre de grains inférieur à 0,25 mm)
3. Consistance et proportion eau/ciment

Ces trois facteurs agissent en interaction.

Le béton pompé doit être toujours régulier dans sa composition (mélanges des agrégats, du ciment et de la teneur en eau).

Dans le domaine de pompage, le béton doit être comme une bouillie épaisse et il doit prendre et lier l'eau de gachage.

La pompabilité dépend aussi de la nature du ciment, de la forme des granulats (arrondi, concassé ou mixte) et du mode de gâchage et sa durée.

Si l'on veut transporter du béton sans perturbation en le pompant par tuyaux, il faut obtenir une composition, une teneur en ciment et une consistance du béton qui se situent dans un domaine pompable.

(Par consistance du béton on entend un béton rigide, plastique ou souple.)

En général un béton de consistance plastique souple est facile à pomper, des mélanges plus rigides de béton frais peuvent également être pompés, mais ils nécessitent une plus grande force motrice. Un béton très souple ou fluide peut aboutir à des décantations dans le tuyau de refoulement et à des ségrégations.

Le béton pompé doit être composé de telle façon qu'il ait suffisamment de composantes lubrifiantes.

(c'est à dire : ciment et sable fin de calibre de grains très fins de $0,2 \text{ mm}$) pour produire constamment un film glissant le long des tuyaux et pour que chaque granulot puisse être enrobé. Il est important qu'avant de commencer à pomper de fixer très exactement la composition du mélange et de la contrôler.

Pour améliorer l'ouvrabilité du béton frais on peut utiliser des adjuvants qui, ajoutés en petite quantité au béton, améliorent certaines propriétés soit sur le béton frais, soit sur le béton durci.

Les plus intéressants pour nous, ce sont les fluidifiants (ou super plastifiants): ce sont de nouveaux plastifiants réducteurs d'eau. Ils permettent à rapport eau/ciment constant d'augmenter sensiblement l'ouvrabilité des bétons (l'affaissement peut passer de 6 à 18 cm en moyenne).

La mesure de la consistance se fait à l'aide d'un appareillage simple parfaitement adapté aux conditions de chantier: Le cône d'ABRAMS.

Il s'agit de mesurer l'affaissement d'un cône de béton frais après le démoulage. Cette mesure est directement liée à la quantité d'eau que renferme le béton (l'essai est normalisé NF 18-451.).

On considère généralement

Affaissement	Béton
0 à 2 cm	très ferme
3 à 5 cm	ferme
6 à 9 cm	plastique
10 à 13 cm	mou
14 cm	très mou

I-2 Différents types de pompe à béton

I-2-1 Pompe à pistons

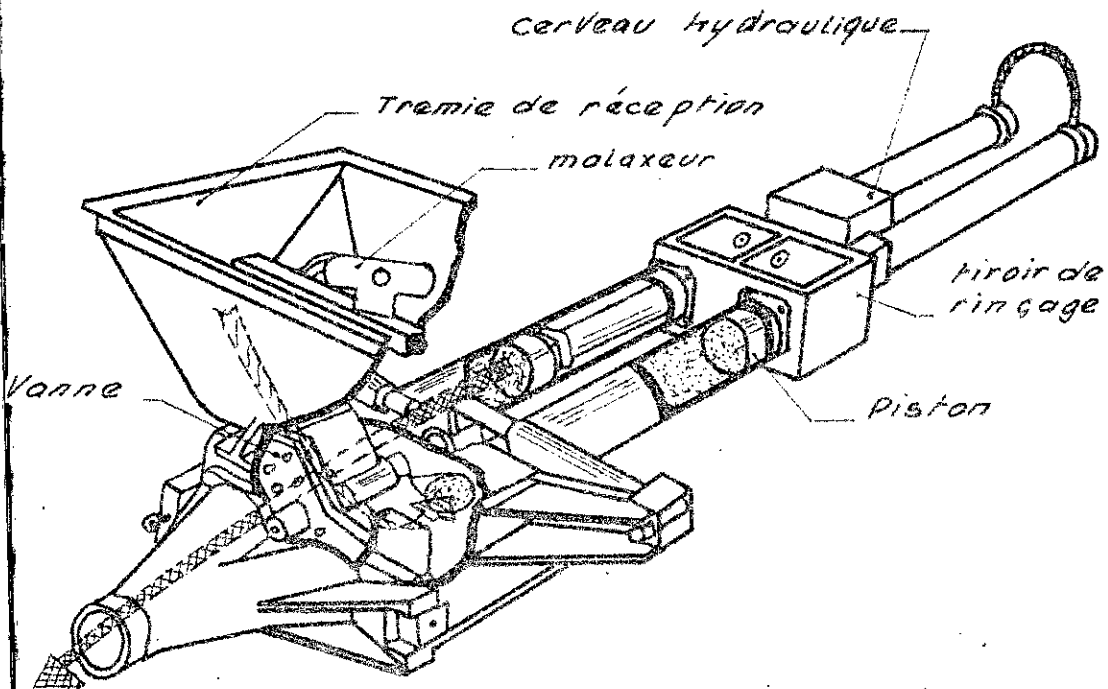


Fig I-1 (Pompe à piston ELBA)

Cette pompe est composée de deux cylindres parallèles à poussée hydraulique et d'un bloc de commande bridé, du compartiment de ringage, de deux cylindres de refoulement à pistons, du carter du tiroir comprenant le tiroir plat et de la trémie de réception de béton avec un agitateur entraîné par un moteur auxiliaire.

Cette pompe permet de refouler du béton rigide et à gros grains (jusqu'à 50 mm)

Son inconvénient est qu'elle ne permet pas de pomper du béton léger, car ce type de béton ne résiste pas à une haute pression. Elle ne permet pas aussi de pomper du béton trop fluide car une laitance trop fluide ne résiste pas à la pression (Le film de graissage entre les agrégats se décompose, le béton n'est plus homogène et des bouchons se forment).

Caractéristiques techniques de la pompe à piston

- Débit maximum : $100 \text{ m}^3/\text{h}$
- Pression maximale sur le béton : 70 bars
- Hauteur de refoulement maximum : 90 m
- Distance horizontale maximum de refoulement : 400 m

I-2-2 Pompe à rotor

Cette pompe est d'une construction simple, cela a motivé notre choix pour la réalisation de la maquette avec les moyens limités dont dispose notre école.

Cette pompe a de multiples possibilités de pompage dont:

- Tous les bétons frais d'agrégats jusqu'à 32 mm, notamment du béton léger dont la densité brute varie de 1,2 à 2 avec agrégats légers

- Des fluides d'injection pour remplir et étanchéifier des cavités et des ampierrages, pour jointoyer des maçonneries.
- Du mastic de consolidation de talus de rives, étanchéification de canaux fluviaux, systèmes isolant pour toits,...
- Des boues (de terre, charbon, d'aluminium, ...)
- Des suspensions de poussière de charbon/eau et autres opérations de lavage dans les mines et dans l'industrie lourde.

I-3 Principe du système à rotor

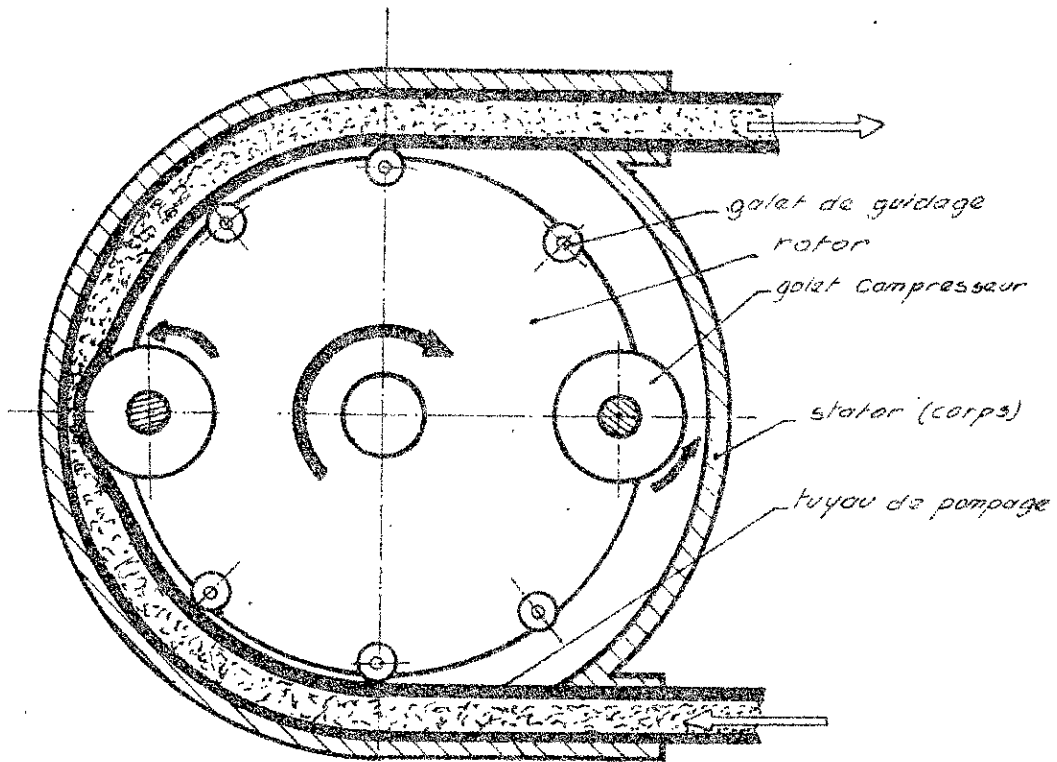


fig 1-2

Un stator cylindrique sert d'appui d'un tuyau en caoutchouc, appelé tuyau de pompage, dont une extrémité est reliée à la trémie de réception du béton et l'autre à la tuyauterie d'amenée. Un rotor entraîne deux galets qui, en écrasant le tuyau de pompage lui communiquent un mouvement péristaltique, poussant le béton dans la tuyauterie en avant du galet et aspirant le béton depuis la trémie de réception en arrière du galet.

La seule élasticité du tuyau de pompage ne permettant pas l'aspiration du béton, l'ensemble du stator est placé sous une dépression, créée par une pompe à vide. Ainsi la pression atmosphérique qui s'exerce sur le béton contenu dans la trémie le fait pénétrer dans la tuyauterie.

Généralement la pompe est montée sur des camions, le rotor est entraîné par un mono réducteur hydraulique claveté directement sur l'arbre central. La pompe hydraulique est entraînée par le moteur du véhicule par l'intermédiaire de la prise de force ou moyen de l'arbre à cardan. La commande hydraulique est simple est directe, il n'y a ni choc de commande ni de vanne à plusieurs voies (contrairement aux pompes à pistons). dans cette pompe, le béton qui est le principal agent d'usure, il circule exclusivement à l'intérieur du tuyau en caoutchouc à

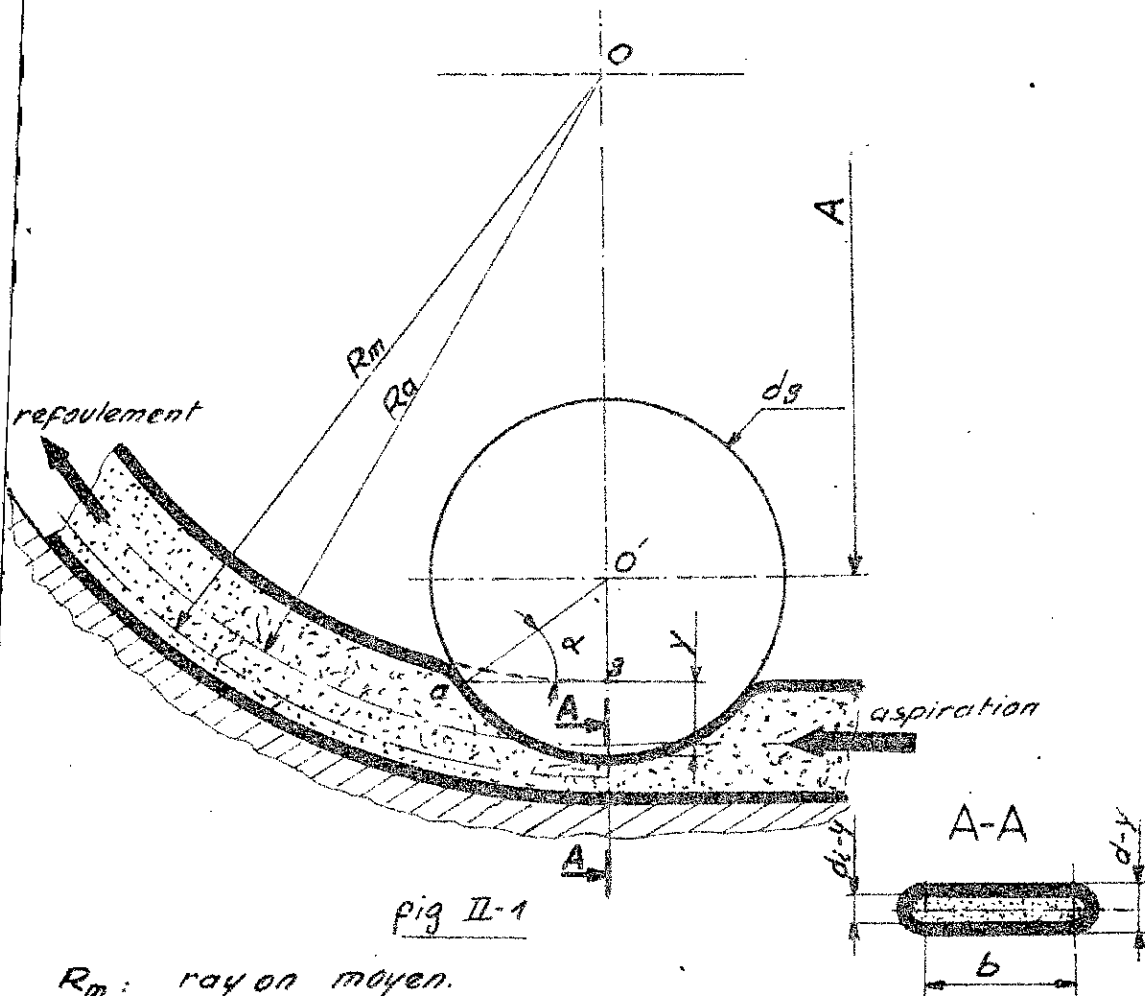
armature en acier et, à longue vie utile, il n'y a aucun contact entre le béton et les pièces métalliques ou mécaniques. L'usure se trouve ainsi concentrée sur une seule pièce dont le coût moyen est inférieur à celui du béton pompé.

Les caractéristiques techniques de cette pompe sont pratiquement les mêmes que celle de la pompe à pistons, sauf la pression maximale sur le béton qui est de l'ordre de 30 bars.

Notre choix est porté sur cette pompe, ce choix est justifié par le fait que cette pompe permet de nombreuses possibilités de pompage et surtout qu'elle est d'une construction simple ce qui nous permet la réalisation de notre maquette.

CHAP II

ETUDE DYNAMIQUE



R_m : rayon moyen.

D_c : diamètre intérieur du stator

A : entreaxe des deux galets

R_a : rayon de courbure moyen du tuyau.

d_e et d_i : diamètre extérieur et intérieur du tuyau

d_g : diamètre du galet (R_g son rayon)

y : écrasement

Pour des raisons de sécurité le tuyau de pompage n'est pas complètement écrasé.

Pour la suite des calculs, on assimilera la forme de la surface de contact du galet sur le tuyau en caoutchouc à la forme de l'intersection de deux cylindres orthogonaux.

posons $[ag] = C$

$$C = Rg \cos \alpha \quad \text{avec} \quad \alpha = \text{Arsin} \frac{Rg - Y}{Rg}$$

Rg : rayon du galet

Nous admettons que le périmètre du tuyau reste constant après écrasement (La section du tuyau reste constante), car la déformation du tuyau en caoutchouc est aléatoire.

de la figure (II-1) on aura.

$$\pi d = 2b + 2 \left[\pi \cdot \frac{d-Y}{2} \right] \quad \text{ou} \quad b = \frac{\pi Y}{2}$$

II-1 Calcul de la vitesse de rotation du rotor

$$N = \frac{Q}{n \cdot Vg}$$

N : Vitesse de rotation en [tr/mn]

Q : débit volumétrique en [mm^3/mn]

n : nombre de galets.

Dans le cas de notre pompe nous utiliserons deux galets diamétralement opposés de façon à :

- réduire les vibrations de l'arbre du rotor
- permettre une bonne aspiration du béton, en donnant un temps suffisant pour le remplissage du tuyau en arrière du galet.
- réduire l'effet de fatigue du tuyau.

V_g : Volume de béton déplacé par un galet par tour du rotor en $[mm^3]$

$$V_g = (V_y)_{y=0} - (V_y)_y$$

V_y : Volume de béton non déplacé par un galet d'un écrasement y donné.

$$V_y = \theta \cdot S_y \cdot R_{moyen}$$

θ : angle de travail du galet: dans notre cas $\theta = \pi$

$$S_y = b(d_i - y) + \frac{\pi}{4}(d_i - y)^2 \quad (\text{voir fig } \pi-1)$$

$$S_y = \frac{\pi}{4}(d_i - y)^2$$

$$S_0 = \frac{\pi}{4} d_i^2$$

$$(V_y)_{y=0} = \pi \cdot S_0 \cdot R_a$$

$$\text{avec } R_a = \frac{D_c}{2} - \frac{d}{2}$$

$$(V_y)_{y=y} = \pi \cdot S_y \cdot R_m$$

$$\text{avec } R_m = R_a + \frac{y}{2}$$

$$V_g = \frac{\pi^2}{8} [y^3 + 2R_a \cdot y^2 - d_i^2 \cdot y] \quad [mm^3/tr]$$

donc
$$N = \frac{4 \cdot Q}{\pi^2 [y^3 + 2R_a \cdot y^2 - d_i^2 \cdot y]} \quad [tr/mn]$$

II 2 Calcul de la pression sur le galet

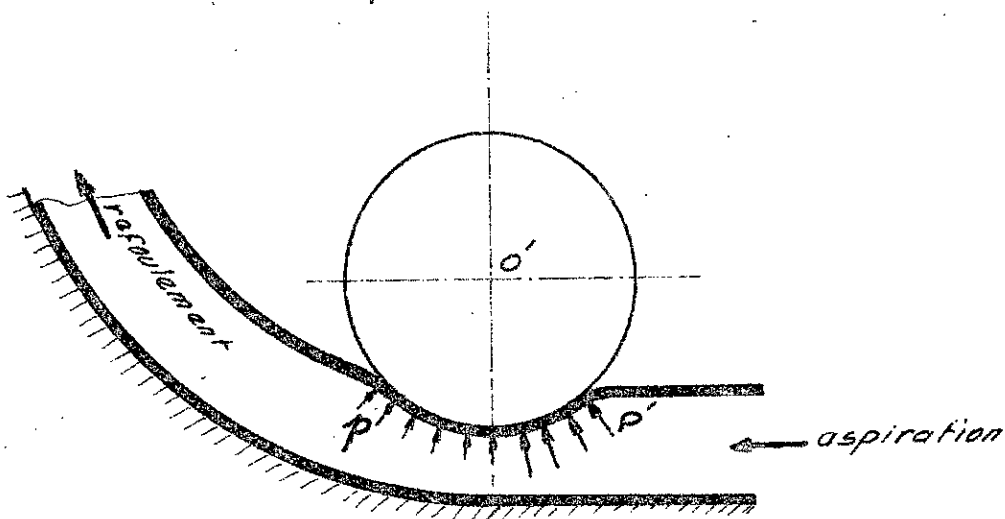


fig II-2

P' : pression exercée par la colonne de béton du côté de la trémie de réception

P : pression exercée par la colonne montante

Du fait de la grande différence de hauteurs entre les deux colonnes, la pression P' est négligeable devant P .

On peut écrire $dF = P \cdot ds \Rightarrow F = P \cdot S$

où F est la force exercée par le béton sur le galet et S : surface de contact du galet sur le tuyau de pompage.

Pour faciliter la détermination de la force F , on peut décomposer cette dernière en deux composantes orthogonales (voir paragraphe II-3)

Nous admettrons que la pression P se distribue uniformément sur la surface de contact S .

Nous adopterons les indices :

- ① : au début de la conduite de revêtement
- ② : à la fin de la conduite de revêtement

Du fait que le béton est fluide et incompressible, nous pouvons appliquer l'équation de Bernoulli.

on aura :

$$\rho g z_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} + P_1 = \rho g z_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + P_2 + \rho g H_{1-2}$$

ou $P_1 = P_2 + \rho g (z_2 - z_1) + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \rho g H_{1-2}$

$$z_2 - z_1 = H \text{ hauteur de revêtement}$$

ρ : masse volumique du béton

v_1, v_2 : Vitesse du béton respectivement au début

et à la fin de la conduite de revêtement

H_{1-2} : Pertes de charge qui tiennent compte du

froissement du béton sur les parois de la

tuyauterie et dans les coudes. Les plus

importantes sont dues aux interactions entre

les composants du béton (sable, ciment)

granulats et adjutants). Comme le béton est composé de deux phases (solide et liquide) où 80% du volume est solide, donc nous ne pouvons appliquer les formules relatives aux pertes de charge dans l'écoulement des liquides dans les conduites. Nous remarquons que le béton est cisailé par le galet ce qui provoque des frottements entre les granulats, l'importance de ces frottements dépend de la forme des granulats (arrondis ou concassés). Du fait que nous ne disposons d'aucune documentation traitant ce genre d'écoulement, ces pertes de charge ne peuvent être déterminées que par des essais car elles dépendent essentiellement de la composition et de la consistance du béton frais.

Pour la réalisation de notre pompe, nous pouvons les estimer pour pouvoir dimensionner les organes de la pompe.

Nous estimerons $H_{f,2}$ à 20% de H , soit $H_{f,2} = 0,2H$

II-2-1 Calcul de V_1

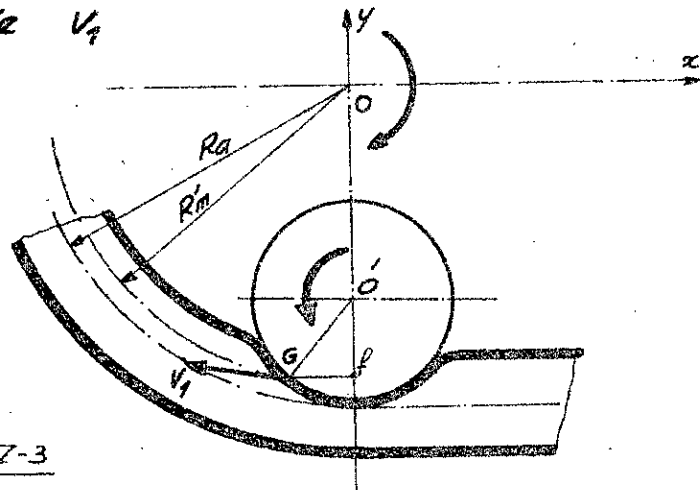


Fig II-3

Détermination du centre de gravité de la surface de contact S

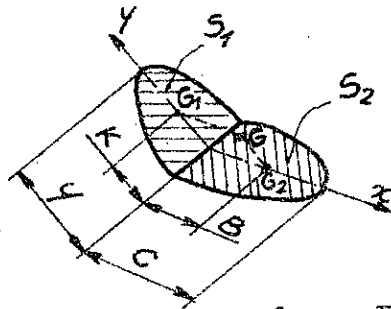


fig II-4

- S_1 et S_2 : projections de S respectivement sur les plans : vertical et horizontal
- G, G_1 et G_2 : centres de gravité de S, S_1 et S_2
- Les surfaces S_1 et S_2 ont la forme d'une demie-ellipse

$$K = \frac{4Y}{3\pi}$$

$$B = \frac{4C}{3\pi}$$

V_1 : est la vitesse d'entraînement du rotor

$$V_1 = \omega \cdot R'_m \quad [\text{m/s}] \quad \text{avec} \quad \omega = \frac{\pi N}{30} \quad [\text{rd/s}]$$

des figures (II-3) et (II-4) on obtient :

$$R'_m = e + \sqrt{\left(\frac{A+dg}{2} - K\right)^2 + B^2}$$

avec $A = D_c - dg - 2(d-y)$

II-2-2 Calcul de la vitesse V_2

Nous admettrons qu'il y a une perte volumétrique au niveau du golet de 10% du débit théorique. soit φ' : débit à la sortie de la conduite de refoulement $\varphi' = 0,9\varphi$ où φ est le débit théorique.

comme $\varphi' = \rho \cdot s \cdot V_2$

s : section de passage de la conduite de refoulement

$s = \frac{\pi d_i^2}{4}$ (Le tuyau de pompage et la conduite de refoulement ont le même diamètre intérieur d_i .)

$$V_2 = \frac{3,6 \cdot \varphi}{\pi \cdot \rho \cdot d_i^2} \quad [m/s]$$

donc la pression sur le béton au début de la conduite

est :
$$P = P_1 = P_2 + 1,2 \rho \cdot g H + \frac{\rho}{2} [V_2^2 - V_1^2]$$

où P_2 = Pression atmosphérique

II-3 Calcul des efforts sur le galet

La colonne de béton exerce une force sur le galet telle que $F = P \cdot s$

avec $\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$

F_1 : composante horizontale de F

F_2 : composante verticale de F

$$F_1 = P \cdot S_1$$

$$F_2 = P \cdot S_2$$

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

$$S_1 = \frac{\pi^2}{8} y^2$$

$$S_2 = \frac{\pi^2}{8} y \cdot R_g \cos \alpha$$

$$\beta = \text{Arctg} \frac{F_2}{F_1}$$

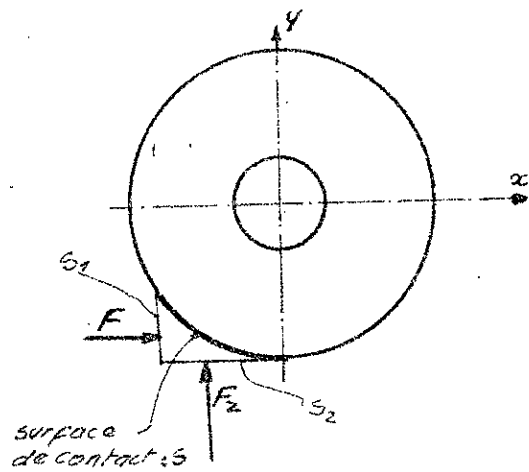
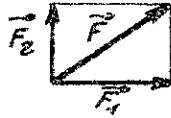


fig II-5

$$F' = F \cos(\beta - \delta)$$

$$F'' = F \sin(\beta - \delta)$$

avec $\delta = \text{Arctg} \frac{R_g - k}{R_g}$

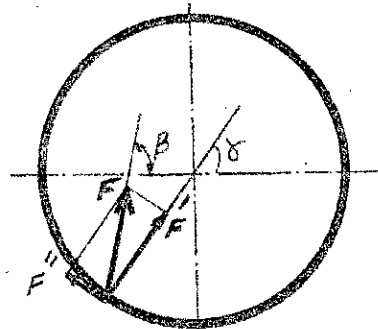


fig II-6

II 4 Puissance absorbée par la pompe

$$M_u: \text{couple résistant} ; M_u = F' \cos \delta \cdot \frac{A}{2} \cdot \frac{1}{\eta_m}$$

où η_m est le rendement mécanique

P_a : puissance absorbée par la pompe

$$P_a = \omega \cdot M_u$$

CHAP III : DIMENSIONNEMENT DE LA MAQUETTE

Données

$$H = 10 \text{ m}$$

$$Q = 20 \text{ dm}^3/\text{mn.}$$

Dimensions fixées

1. Le stator : On utilise un tube en acier X46 de 406,40 mm (16 pouces) de diamètre extérieur et 8,2 mm d'épaisseur. ($D_c = 390 \text{ mm}$)

2. Le tuyau de pompage : Le tuyau en caoutchouc renforcé doit présenter deux caractéristiques : souple et résistant à la haute pression et à l'écrasement. La rareté de ce type de tuyau dans le marché local nous a contraint à une longue et difficile prospection qui a aboutie grâce au précieux concours de la S-N-C-F-A qui a bien voulu le mettre à notre disposition. Ce tuyau a les dimensions suivantes : $d = 38 \text{ mm}$, $d_i = 28 \text{ mm}$

3. Le galet compresseur : Le rayon du galet doit être

au moins égal au diamètre extérieur du tuyau de pompage, car si $R_g < d$, le galet aura tendance à tirer le tuyau qui lui, est lié par son extrémité à la trémie de réception, donc il risque de se rompre, ce qui entraînerait de graves dégâts à l'intérieur de la pompe. Du fait que nous sommes limités par l'encombrement nous fixerons $d_g = 80 \text{ mm}$

4. L'écroisement du tuyau: Nous ferons nos essais avec du mortier dont la densité est de 1,5; nous fixerons $y = 24 \text{ mm}$.

III 1 Calcul de la vitesse de rotation du rotor

$$\alpha = \text{Arsin} \frac{R_g - y}{R_g} = \text{Arsin} \frac{40 - 24}{40} = 23,58^\circ \quad \alpha = 23,58^\circ$$

$$c = R_g \cos \alpha = 40 \cdot \cos 23,58^\circ = 37 \text{ mm} \quad c = 37 \text{ mm}$$

$$b = \frac{\pi y}{2} = \frac{\pi \cdot 24}{2} = 38 \text{ mm} \quad b = 38 \text{ mm}$$

$$R_a = \frac{D_c - d}{2} = \frac{390 - 38}{2} = 176 \text{ mm} \quad R_a = 176 \text{ mm}$$

$$N = \frac{4 \cdot \varphi}{\pi^2 \cdot [y^3 + 2R_a y^2 - d_i^2 \cdot y]} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{\pi^2 [0,024^3 + 2 \cdot 176 \cdot 0,024^2 - 0,028^2 \cdot 0,024]}$$

$$N = 41 \text{ tr/mn}$$

III 2 Calcul de la pression p

$$B = \frac{4 \cdot C}{3 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 37}{3 \cdot \pi} = 16 \text{ mm}$$

$$B = 16 \text{ mm}$$

$$k = \frac{4 \cdot Y}{3 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 24}{3 \cdot \pi} = 10 \text{ mm}$$

$$k = 10 \text{ mm}$$

$$A = D_c - d_g - 2(d - Y) = 290 - 80 - 2(38 - 24) = 282 \text{ mm} \quad A = 282 \text{ mm}$$

$$R'_m = a + \sqrt{\left(\frac{A + d_g - k}{2}\right)^2 - B^2} = 5 + \sqrt{\left(\frac{282 + 80 - 10}{2}\right)^2 - 16^2} = 177 \text{ mm}$$

$$R'_m = 177 \text{ mm}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} = \frac{\pi \cdot 41}{30} = 4,29 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 4,29 \text{ rad/s}$$

$$V_1 = \omega \cdot R'_m = 4,29 \cdot 0,177 = 0,75933 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{3,6 \cdot \varphi}{\pi \cdot \rho \cdot d_i^2} = \frac{3,6 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1500 \cdot (0,028)^2 \cdot 60} = 0,00032 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 0,75933 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 0,00032 \text{ m/s}$$

$$\text{donc } P = P_2 + 1,2 \rho \cdot g \cdot H + \frac{\rho}{8} [V_2^2 - V_1^2]$$

$$= 10^4 + 1,2 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 10 + \frac{1500}{8} [(0,00032)^2 - (0,75933)^2]$$

$$P = 18,6 \cdot 10^4 \text{ dan/m}^2 \quad \text{ou } \boxed{P = 18,6 \text{ bars}}$$

III 3 Calcul des efforts sur le galet

$$S_1 = \frac{\pi^2 \cdot Y^2}{8} = \frac{\pi^2 \cdot 24^2}{8} = 710 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = \frac{\pi^2 \cdot Y}{8} R_g \cos \alpha = \frac{\pi^2 \cdot 24}{8} \cdot 40 \cos 23,58 = 1085 \text{ mm}^2$$

$$S_1 = 710 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = 1085 \text{ mm}^2$$

$$F_1 = P \cdot S_1 = 18,6 \cdot 10^{-2} \cdot 710 = 132,06 \text{ dan.}$$

$$F_1 = 132,06 \text{ dan.}$$

$$F_2 = P \cdot S_2 = 18,6 \cdot 10^{-2} \cdot 1085 = 201,81 \text{ dan.}$$

$$F_2 = 201,81 \text{ dan.}$$

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} = \sqrt{132,06^2 + 201,81^2} = 241,18 \text{ dan.}$$

$$F = 241,18 \text{ dan.}$$

$$\beta = \text{Arctg} \frac{F_2}{F_1} = \text{Arctg} \frac{201,81}{132,06} = 56,8^\circ$$

$$\beta = 56,8^\circ$$

$$\delta = \text{Arcsin} \frac{R_9 - K}{R_9} = \text{Arcsin} \frac{40 - 10}{40} = 48,6^\circ$$

$$\delta = 48,6^\circ$$

$$F' = F \cos(\beta - \delta) = 241,18 \cdot \cos(56,8 - 48,6) = 238,71 \text{ dan.}$$

$$F'' = F \sin(\beta - \delta) = 241,18 \cdot \sin(56,8 - 48,6) = 34,4 \text{ dan.}$$

$$F' = 238,71 \text{ dan.}$$

$$F'' = 34,4 \text{ dan.}$$

III 4 Calcul de la puissance du moteur

L'arbre du rotor est monté sur deux.

roulements à billes : $\eta_m = 0,95$

couple résistant : $M_u = \frac{1}{\eta_m} F' \cos \delta \cdot \frac{A}{2}$

$$M_u = \frac{238,71 \cdot \cos 48,6 \cdot 0,282}{0,95 \cdot 2} = 23,43 \text{ dan.m}$$

$$M_u = 23,43 \text{ dan.m}$$

$$P = \omega \cdot M_u = 4,29 \cdot 23,43 = 1005 \text{ W.}$$

$$P = 1005 \text{ W}$$

Vue la grande différence de vitesse de rotation du moteur électrique et celle du rotor il est nécessaire d'utiliser un réducteur, comme nous n'avons ni le temps ni les moyens de le réaliser,

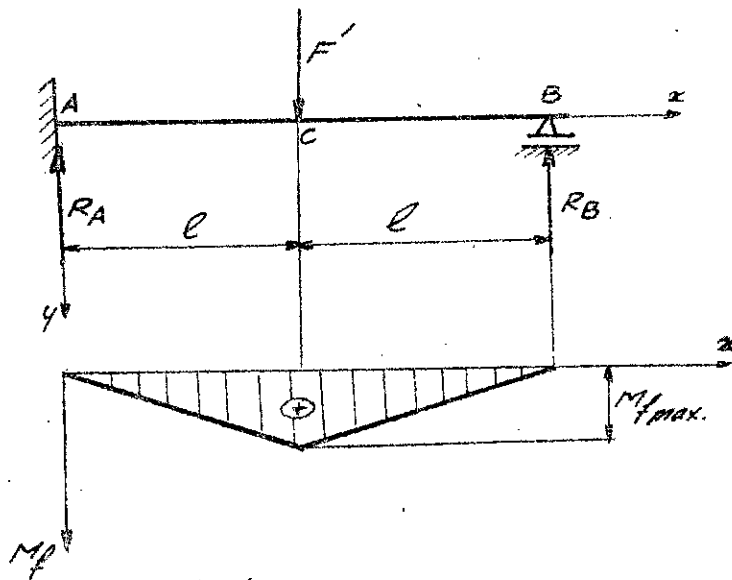
Nous monterons notre pompe sur la table d'une fraiseuse ce qui nous permettra d'utiliser sa boîte à vitesse. afin de régler le débit, puisque ce dernier est proportionnel à la vitesse de rotation de l'arbre.

Comme l'arbre de la pompe est lié à la broche de la fraiseuse dont le moteur d'entraînement a une puissance de $4,414 \text{ kW}$ (6 ch). Donc la puissance disponible est nettement supérieure à celle demandée.

CHAP IV CALCUL DE RESISTANCE

IV-1 Calcul de l'axe du galet

Le galet compresseur est monté fou sur son axe



$$R_B = R_A = \frac{F'}{2} = \frac{236,71}{2} = 119,355 \text{ dan.} \quad R_B = R_A = 119,355 \text{ dan.}$$

$$l = 43,5 \text{ mm}$$

$$M_{f,max} = M_{fc} = \frac{F' \cdot l}{2} = 119,355 \cdot 0,0435 = 5,19 \text{ dan.m.}$$

$$M_{f,max} = 5,19 \text{ dan.m.}$$

soit \$d\$ le diamètre de l'axe.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{f,max}}{0,1 R_p}}$$

L'axe est en acier demi-dur dont la résistance à la rupture \$R_p = 56 \text{ dan/mm}^2\$

charge pratique d'extension : $R_p = 13 \text{ daN/mm}$

(catalogue - formulaire "SERSEG")

$$\text{donc } d \geq \sqrt[3]{\frac{5,19 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 13}} = 15,86 \text{ mm}$$

on adoptera $d = 16 \text{ mm}$

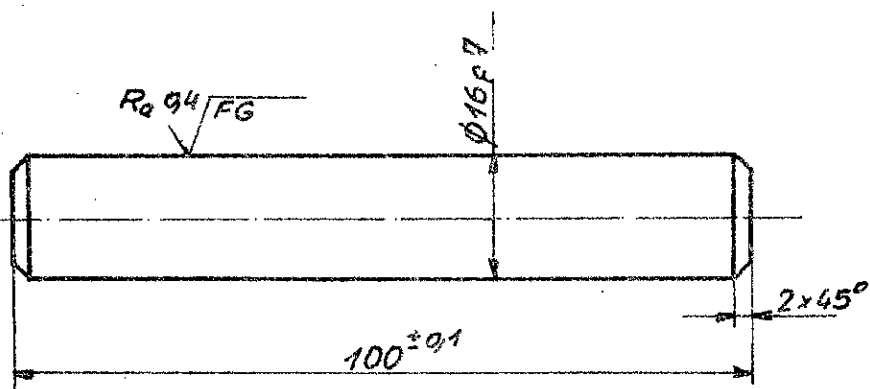


Planche : 01

Axe du galet compresseur

Echelle : 1

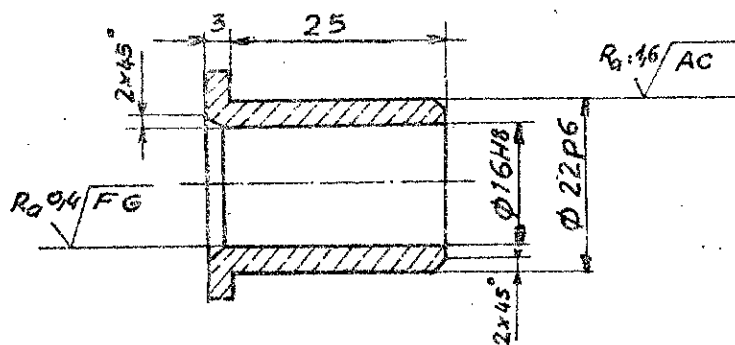
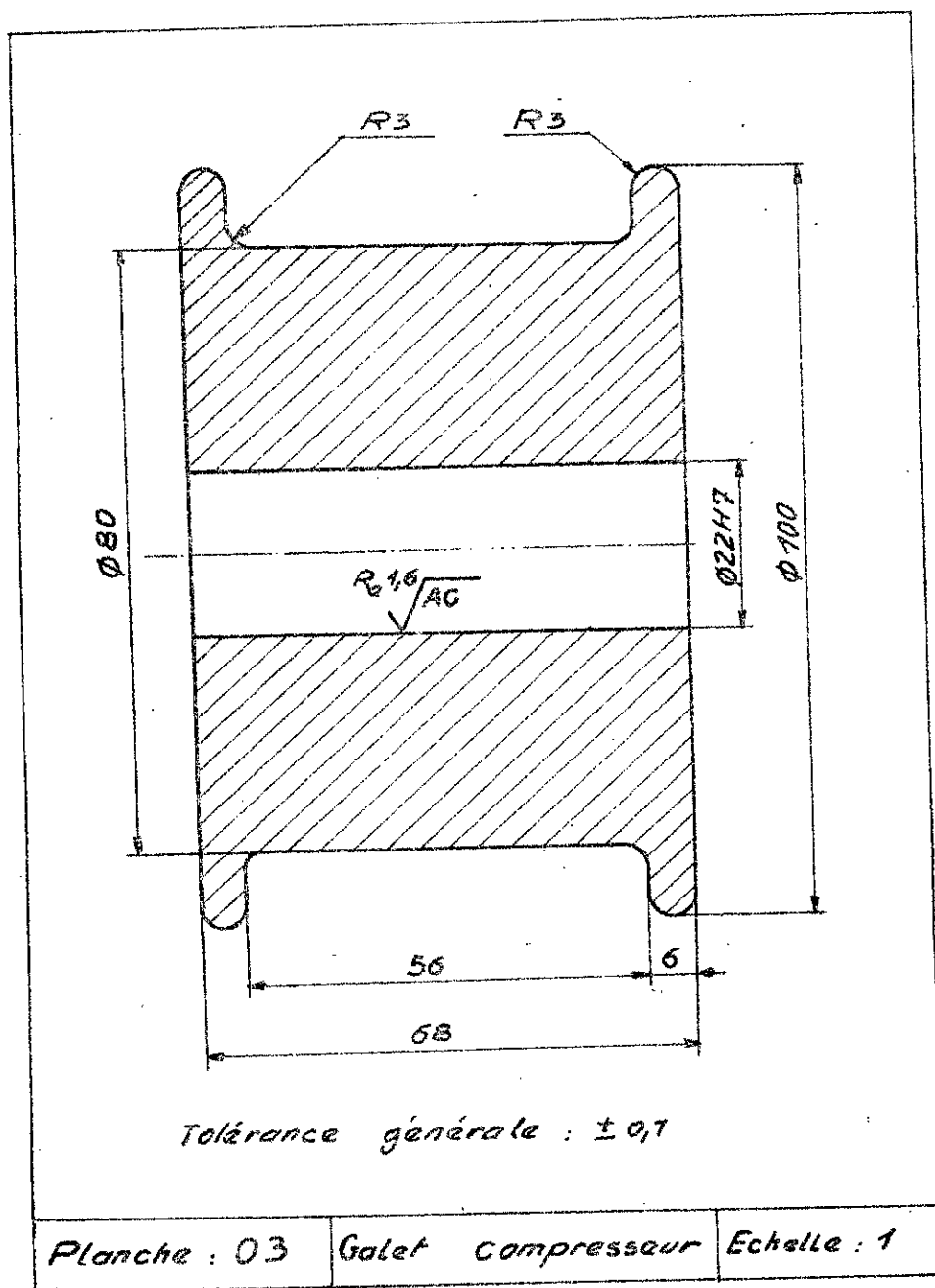


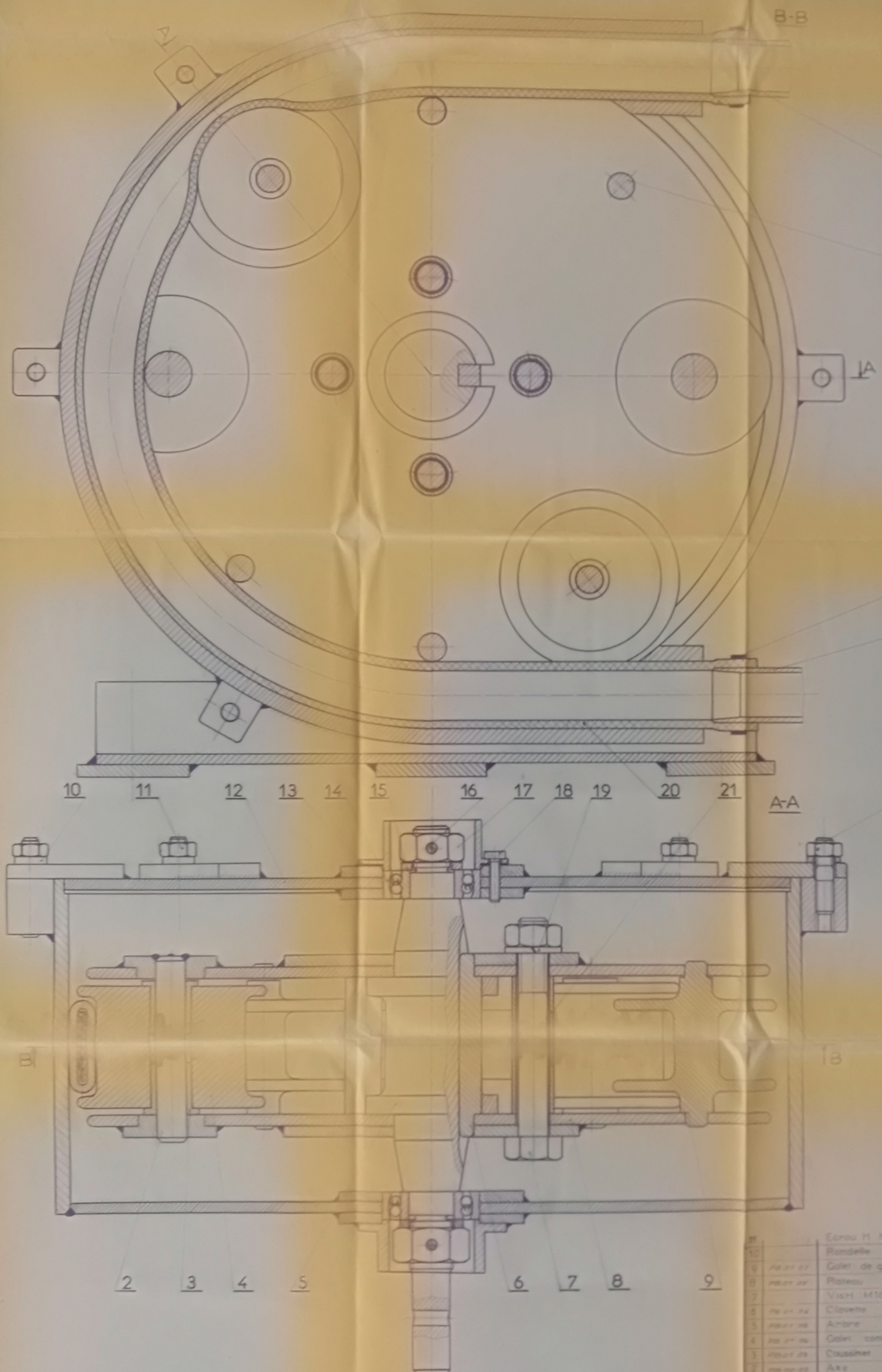
Planche : 02

Coussinet

Echelle : 1



	C_m	C_M
16 H8	16 + 0,000	16 + 0,027
16 f7	16 - 0,034	16 - 0,016
22 H7	22 + 0,000	22 + 0,021
22 p6	22 + 0,022	22 + 0,035



B-B

26

25

24

23

22

10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 A-A

2 3 4 5 6 7 8 9

26	10	Tuyau de renfortement	1	1000
25	11	Galer d'appui	1	400
24	12	Collier	2	1000
23	13	Tremie de reception	1	1000
22	14	Cou M 10	1	1000
21	15	Extérieur	1	1000

20	16	Tuyau de pompage	1	1000
19	17	Rondelle W 16	2	1000
18	18	Vis CHc M 16	4	1000
17	19	Ecrou H M 20	1	1000
16	20	Vis de blocage	2	1000
15	21	Rondelle	2	1000
14	22	Roulement 258502x	2	1000
13	23	Couvercle	1	1000
12	24	Couvercle	1	1000

10	25	Ecrou H M 10	1	1000
9	26	Rondelle	1	1000
8	27	Galer de guidage	2	1000
7	28	Rouleau	2	1000
6	29	Vis H M 16x40	1	1000
5	30	Clavette	1	1000
4	31	Ambre	1	1000
3	32	Galer compresseur	2	1000
2	33	Coussinet	2	1000
1	34	Axe	2	1000
1	35	Scalor	1	1000

Ecole Nationale Polytechnique
 Bibliothèque
 MOSSIS
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 POMPE A BETON
 ENPA
 PB01 00

IV-2 Calcul de l'arbre du rotor

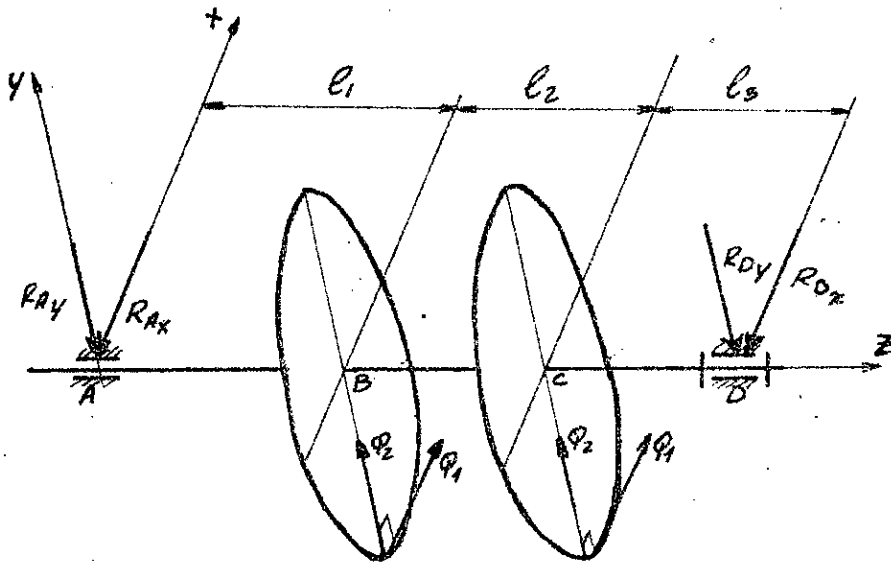


Fig IV-1

$$Q_1 = \frac{F'}{2} \cos \delta = \frac{238,71}{2} \cos 48,6^\circ = 78,94 \text{ dan.}$$

$$Q_1 = 78,94 \text{ dan.}$$

$$Q_2 = \frac{F'}{2} \sin \delta = \frac{238,71}{2} \sin 48,6^\circ = 89,53 \text{ dan.}$$

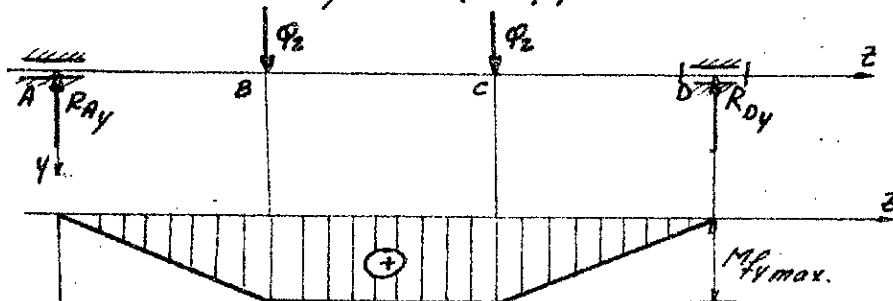
$$Q_2 = 89,53 \text{ dan.}$$

$$l_1 = l_3 = 48 \text{ mm}$$

$$l_2 = 87 \text{ mm.}$$

Calcul des réactions aux appuis de l'arbre

IV-2-1 dans le plan (zoy)



M_{fy}

(Diagramme du Moment fléchissant)

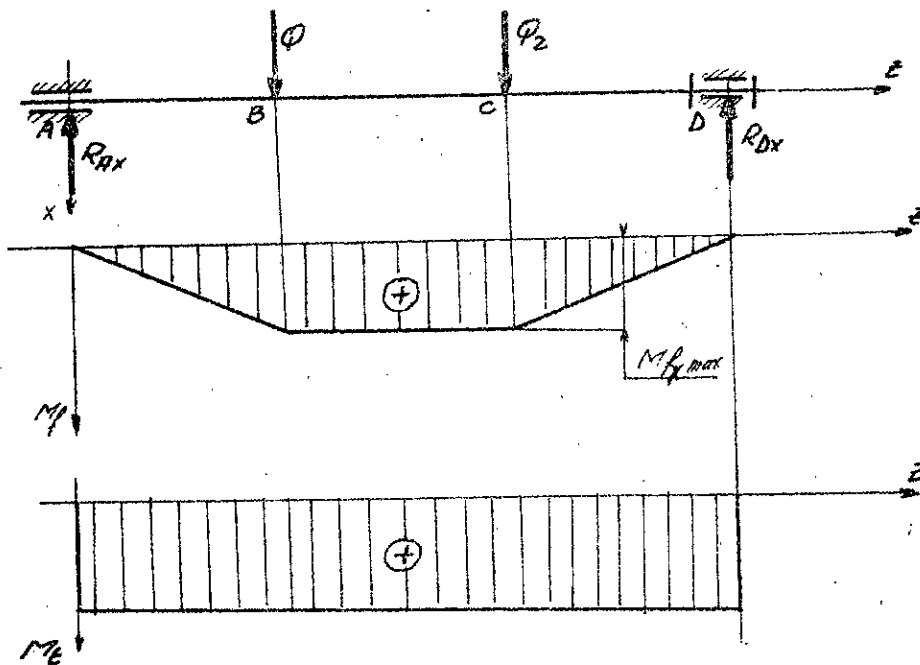
$$R_{Ay} = R_{Dy} = R_y = Q_2$$

$$R_y = 89,53 \text{ dan.}$$

$$M_{f_{\max}} = M_{f_B} = M_{f_C} = Q_2 \cdot l_3 = 89,53 \cdot 0,048 = 4,29 \text{ dan.m.}$$

$$M_{f_{y \max}} = 4,29 \text{ dan.m.}$$

IV-2.2 dans le plan (zox)



$$R_{Ax} = R_{Dx} = R_x = Q_1 = 78,94 \text{ dan.}$$

$$R_x = 78,94 \text{ dan.}$$

$$M_{f_{x \max}} = M_{f_B} = M_{f_C} = Q_1 \cdot l_3 = 78,94 \cdot 0,048 = 3,78 \text{ dan.m.}$$

$$M_E = F \cos \theta \cdot \frac{A}{2} = 238,71 \cdot \cos 48,6^\circ \cdot \frac{0,282}{2} = 22,25 \text{ dan.m}$$

$$M_E = 22,25 \text{ dan.m}$$

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{M_{f_{x \max}}^2 + M_{f_{y \max}}^2} = \sqrt{4,29^2 + 3,78^2} = 5,72 \text{ dan.m.}$$

calcul du moment idéale : M_i

$$M_i = \sqrt{M_{f_{\max}}^2 + M_E^2} = \sqrt{5,72^2 + 22,25^2} = 23 \text{ dan.m} \quad M_i = 23 \text{ dan.m}$$

Soit D : Le diamètre de l'arbre au niveau des sections dangereuses (en B et en C)

L'arbre est acier demi-dur

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 R_p}} = \sqrt[3]{\frac{23 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 73}} = 26,09 \text{ mm}$$

comme le rotor est claveté sur l'arbre, nous adopterons

$$D = 40 \text{ mm.}$$

IV-3 Calcul des clavettes

Le rotor est composé de deux plateaux (voir fig IV-1) sur lesquels reposent les galets, Les deux plateaux sont clavetés séparément sur l'arbre de la pompe. Nous utiliserons des clavettes parallèles.

d'après la norme NFE 22-175, pour $\phi 40$ on a :

$$a = 12 \text{ mm} \quad \text{et} \quad b = 8 \text{ mm.}$$

$$k = 3 \text{ mm.}$$

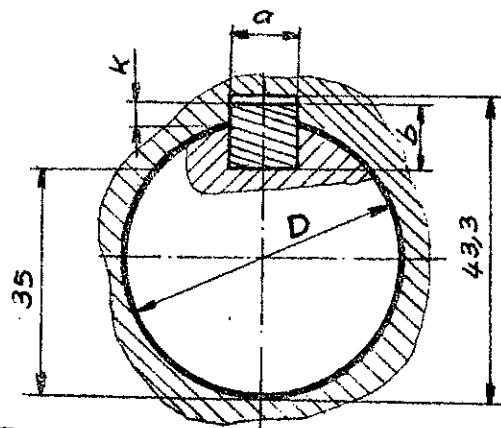
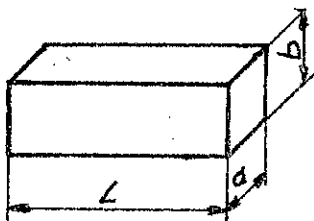


fig IV-2

La clavette est en acier demi-dur dont :

$$R_r : \text{résistance à la compression} \quad R_r = 56 \text{ daN/mm}^2$$

$$R_g : \text{résistance au cisaillement} \quad R_g = 28 \text{ daN/mm}^2$$

Les clavettes sont vérifiées à la compression et au cisaillement. Soit L_p : longueur pratique équivalente des deux clavettes. $L_p = 2 \cdot L$, avec $L = 12 \text{ mm}$ (épaisseur du plateau) donc $L_p = 24 \text{ mm}$.

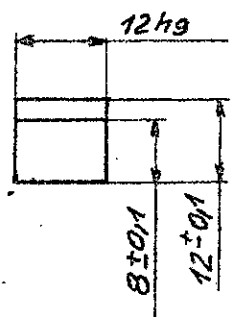
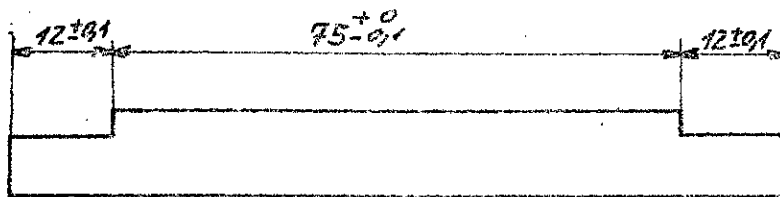
- a Vérification à la Compression :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2 \cdot M_e}{k \cdot D \cdot L_p} = \frac{2 \cdot 22,25 \cdot 10^3}{3 \cdot 40 \cdot 24} = 15,45 \text{ dan/mm}^2$$

- b Vérification au cisaillement

$$\tau = \frac{2 \cdot M_e}{a \cdot D \cdot L_p} = \frac{2 \cdot 22,25 \cdot 10^3}{8 \cdot 40 \cdot 24} = 5,79 \text{ dan/mm}^2$$

on a bien $\sigma_{\text{comp}} < R_r$ et $\tau < R_g$ donc les clavettes sont vérifiées à la compression et au cisaillement. Pour simplifier l'usinage de la rainure sur l'arbre, on utilisera une seule clavette sur laquelle porteront les deux plateaux.



	C_m	C_M
12 h9	12 - 0,043	12 + 0,00

Planche: 04

Clavette

Echelle: 1

IV Calcul des roulements

IV-4-1 Calcul des charges sur les paliers.

1. les charges axiales sont nulles : $R_a = 0$

2. soit R_r : charge radiale

Les paliers sont en A et en D (Voir fig IV-1)

$$R_r = R_{rA} = R_{rD} = \frac{F'}{2} = \frac{238,71}{2} = 119,35 \text{ daN} \quad R_r = 119,35 \text{ daN.}$$

IV-4-2 Calcul des charges dynamiques réelles

$$C' : \text{charge dynamique} : C' = P \sqrt[3]{\frac{H \cdot N}{16666}}$$

avec P : charge dynamique équivalente.

$$P = x \cdot V \cdot R_r + y \cdot R_a \quad (\text{voir : guide du dessinateur industriel - Chevalier -})$$

x : facteur radial : pour les deux roulements $x = 1$

V : facteur de rotation : $V = 1$ (bague intérieure tournante par rapport à la charge)

y : facteur axial.

H : nombre d'heures de fonctionnement, on prend

$$H = 1000 \text{ heures}$$

N : vitesse de rotation de l'arbre $N = 41 \text{ tr/mn}$

Nous choisirons des roulements à rotule sur deux rangées de billes, car ce type de roulements supportent sans inconvénients de légers défauts d'alignement de

l'arbre par rapport aux logements (montage peu précis du polier et flexion de l'arbre)

$$\text{donc } P = X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a = 1 \cdot 1 \cdot 119,35 + 0 = 119,35 \text{ dan.}$$

$$P = 119,35 \text{ dan.}$$

$$C' = P \cdot \sqrt[3]{\frac{H \cdot N}{16666}} = 119,35 \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 41}{16666}} = 161,12 \text{ dan.}$$

$$C' = 161,12 \text{ dan.}$$

Nous utiliserons les mêmes roulements pour les deux poliers.

Le roulement choisi a les caractéristiques suivantes.

$$\text{charge statique de base } C_0 = 415$$

$$\text{charge dynamique de base } C = 965$$

(Voir guide du dessinateur Chevalier)

IV Etude de la liaison de l'arbre de la pompe avec la broche de la fraiseuse

La disposition la plus convenable dans notre cas est l'accouplement élastique, car il compense le défaut d'alignement des arbres à accoupler.

Comme nous ne disposons pas des matériaux appropriés, nous utiliserons le plus simple des accouplements à savoir, le manchon à douille.

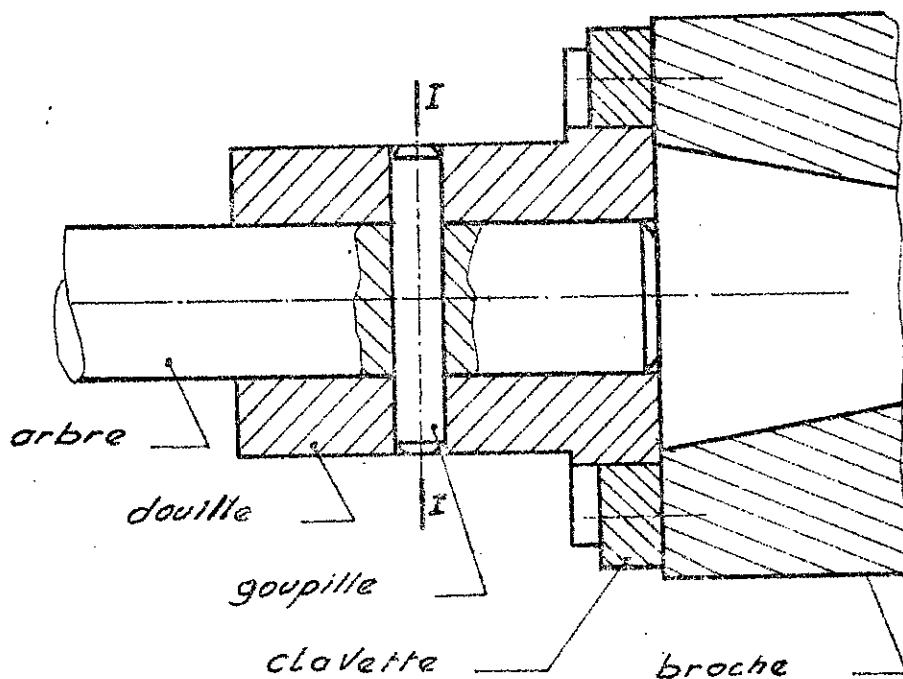


fig IV-3

IV-5-1 Vérification de l'arbre au niveau de la section I-I

Nous vérifierons l'arbre au cisaillement.

$$\tau = \frac{M_t}{W_{pnet}} < R_g$$

$$W_{pnet} = \frac{\pi d_a^3}{16} \left(1 - \frac{d_g}{d_a}\right)$$

avec $d_g = 8 \text{ mm}$

$$d_a = 20 \text{ mm.}$$

$$R_g = 28 \text{ dan/mm}^2 \quad \text{et} \quad M_t = 22,25 \text{ dan.m.}$$

$$\tau = \frac{22,25 \cdot 10^3}{\frac{\pi 20^3}{16} \left(1 - \frac{8}{20}\right)} = 23,6 \text{ dan/mm}^2$$

donc $\tau < R_g$

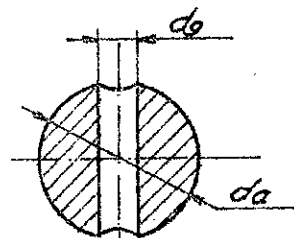


fig IV-4

IV-5-2 Vérification de La goupille

La goupille sera aussi vérifiée au cisail-

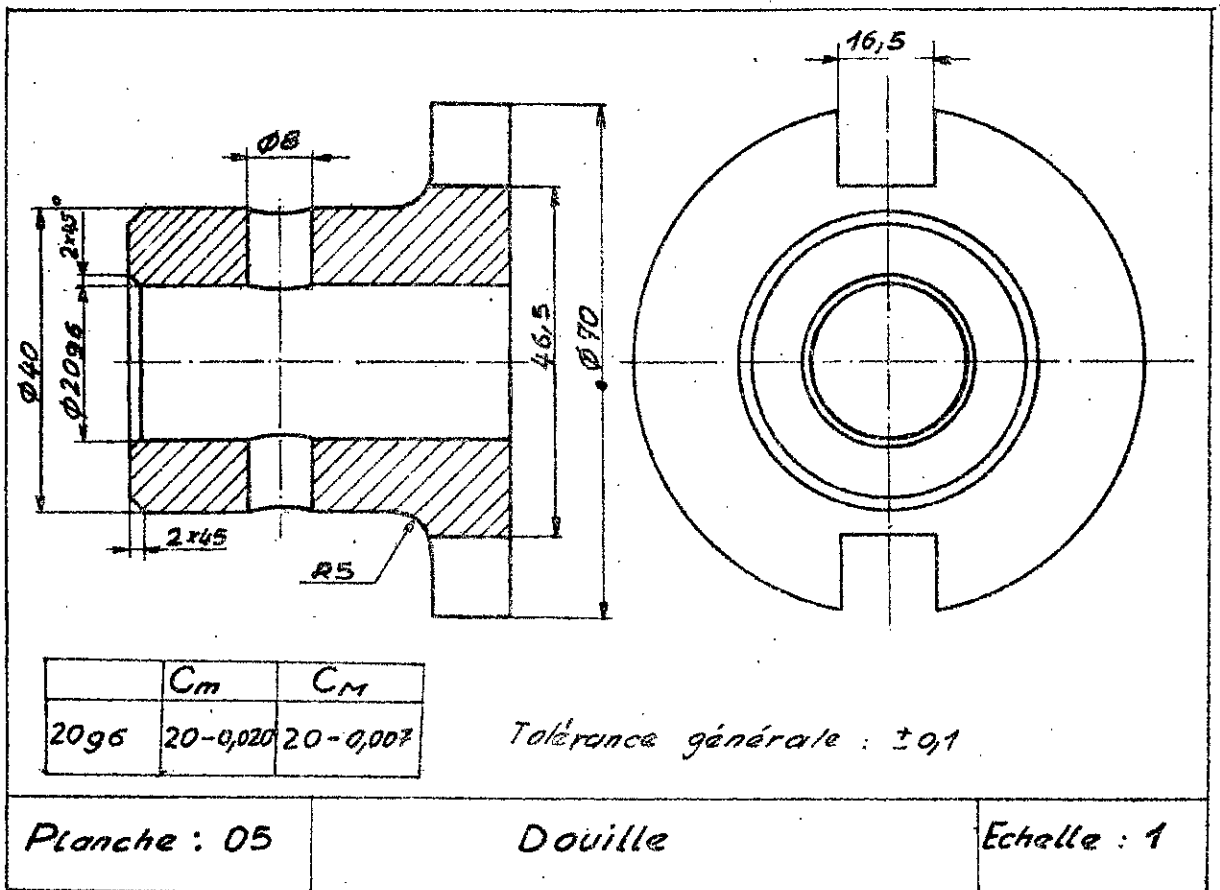
lement :

$$\tau = \frac{M_t}{\frac{\pi d_g^2}{4} \cdot d_a} < R_g$$

la goupille est en acier demi-dur ($R_g = 28 \text{ dan/mm}^2$)

$$\tau = \frac{22,25 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 8^2}{4} \cdot 20} = 22,13 \text{ dan/mm}^2$$

on a bien $\tau < R_g$.



CHAP V

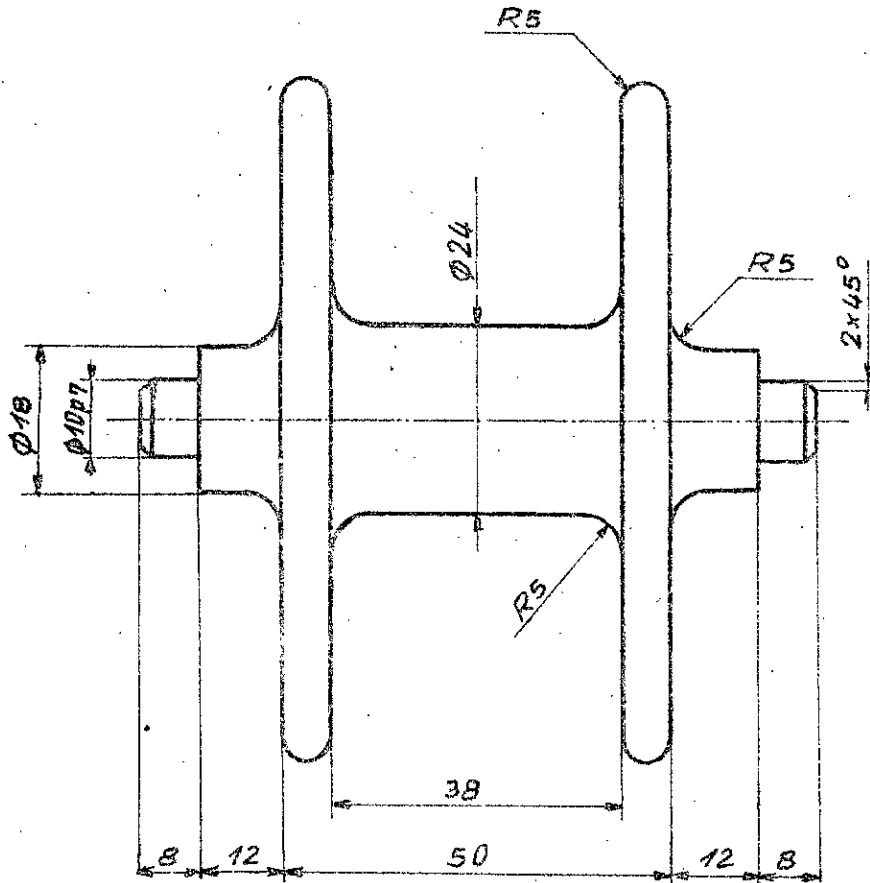
CONSTRUCTION

1. Le coussinet du galet compresseur est fait en deux parties afin d'avoir une réserve de graisse à l'intérieur du galet, ce qui assure la lubrification du galet sur son axe.
2. On interpose entre le socle de la pompe et la table de la fraiseuse, des plaques de caoutchouc, ce qui permet l'absorption des vibrations et de corriger le défaut d'alignement de l'axe de l'arbre de la pompe et celui de la broche de la fraiseuse.
La fixation est assurée par 6 boulons M12.
3. Il est indispensable d'usiner les deux plateaux constituant le rotor en même temps pour avoir une bonne coaxialité des alésages servant de paliers aux galets. De même que l'usinage des logements des roulements sur le stator et sur son couvercle.
4. La liaison entre certaines pièces est faite

par soudage ce qui entraîne des déformations, par conséquent, certaines côtes mentionnées sur les dessins de définition sont modifiées, selon l'importance de la déformation.

5. Au lieu de mettre l'ensemble du stator sous une dépression, nous utiliserons un système mécanique car cela nécessite une excellente étanchéité, ce que nous, nous ne pouvons obtenir; Pour cela nous prévoyons un galet qui servira de guide au tuyau de pompage et qui obligera ce dernier à reprendre sa forme circulaire après le passage du galet compresseur.

6. Dans tout ce projet nous avons recherché les solutions les plus simples et réalisables avec les moyens dont dispose notre atelier. Par exemple l'ensemble du stator a été fait aux ateliers de la "SONELGAZ" car nous ne disposons pas de tours ayant une grande capacité d'usinage. L'ensemble de la pompe a été réalisé en 400 heures environ et en moyenne 8 heures de travail par jour.



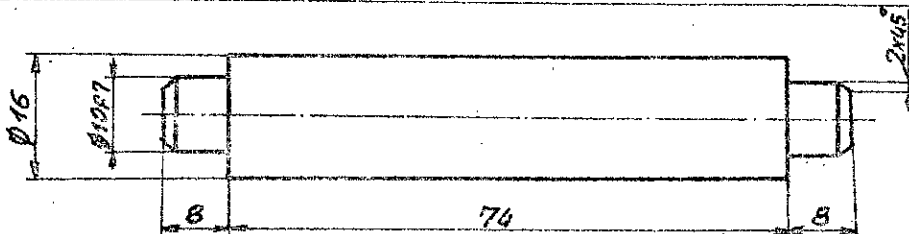
Tolérance générale

	Cm	Cm
10f7	10-0,028	10-0,013

Planche :

Galet de guidage

Echelle : 1



Tolérance générale : $\pm 0,1$

Planche

Galet d'appui

Echelle : 1

CHAP VI ESSAI DE LA MAQUETTE

Les essais ont été fait avec du mortier

Compte tenu de la faiblesse de la section du tuyau de pompage.

On utilise un mortier normal dont la contenance en volume

est de : $\frac{1}{4}$ en liant et $\frac{3}{4}$ en sable

Ce dosage permet au liant de remplir les vides de sable
d'où l'homogénéité du mortier

Les matériaux utilisés sont.

- Le liant : ciment portland artificiel (CPA 250)

- Le sable : gros sable de rivière tamisé avec un tamis de 6mm. ce type de sable présente des grains arrondis, ce qui donne un bon mortier et ne laisse pas de vides entre les grains. En effet une trop grande proportion de "trous d'air" peut porter préjudice au rendement de pompage et accroître l'usure de la pompe. Dans la conduite d'alimentation, les trous d'air forment une sorte de tampon pouvant plus ou moins être comprimé. Il peut en résulter des difficultés de fonctionnement de la pompe

par la formation de bouchon d'où une forte réduction de la capacité de refoulement

- Eau de gachage: Nous utiliserons une quantité d'eau variable afin de varier la fluidité du mortier

VI 1 Essais réalisés

Lors de nos essais, nous avons refoulé le mortier sur une hauteur de 5 mètres au lieu de 10 mètres. Car nous ne connaissons pas la valeur exacte de la pression à laquelle le tuyau en caoutchouc peut résister. Par conséquent on ne peut pas entreprendre plusieurs essais en raison de l'absence d'un tuyau de rechange.

L'objectif premier que nous nous sommes fixés, c'est le fonctionnement de la pompe. Aussi le temps alloué pour ce projet a été principalement "dépensé" pour la phase réalisation.

cette situation nous a amené à relever des constatations visuelles plutôt que des mesures étayant et confirmant notre étude théorique.

VI 2 Constatations

La caractéristique pouvant permettre des commentaires utiles réside dans le débit en

fonction de la fluidité du mortier et de la vitesse de rotation du rotor.

1. Nous remarquons que pour une vitesse de rotation donnée, plus la fluidité est grande, plus le débit est faible (le débit diminue avec la fluidité). Cela s'explique par le fait que le tuyau de pompage n'est pas entièrement écrasé, ce qui engendre de plus grandes pertes volumétriques au niveau du galet compresseur quand la fluidité du mortier augmente. Donc plus le mortier est consistant plus le débit augmente.

2. pour une consistance donnée, nous remarquons que le débit diminue quand la vitesse augmente. ce qui est contradictoire avec le développement théorique précédemment fait : le débit est directement proportionnel à la vitesse de rotation : $Q = 2Vg.N$. Cela est dû au fait que si la vitesse de rotation N est grande, le tuyau de pompage n'aura pas le temps de se remplir entièrement entre le passage du premier et du deuxième galet.

VI.3 Conclusions

Les résultats des essais entrepris ont permis de conclure que le rendement de la pompe dépend principalement de :

1. de la vitesse de rotation
2. de la consistance du béton (mortier)
3. de la valeur de l'écrasement du tuyau de pompage

Par conséquent, il est nécessaire de multiplier les essais afin de déterminer et établir avec précision les conditions d'utilisation des trois paramètres et bien entendu leur combinaison afin d'obtenir un rendement optimum de la pompe.

De plus, pour accroître la performance, il est recommandé d'utiliser pour l'entraînement du rotor, non pas le système mécanique (moteur électrique et réducteur) mais un système hydraulique (moteur hydraulique). En effet, ce dernier permettra un réglage plus souple et adéquat du débit de la pompe.

VI.4 Recommandations

- Éviter les pauses trop longues
- Nettoyer la conduite de refoulement à la fin de chaque opération de pompage.

La conclusion à laquelle je suis parvenu, après le travail entrepris sur ce projet qui m'a été confié au cours de cette année de fin d'études, se résume dans :

.. La volonté de vivre les problèmes concrets que ressent et rencontre un réalisateur non expérimenté

.. Un environnement non propice aussi bien à la recherche théorique que la disponibilité d'outils et de matériels utiles à tout projet pour sa réalisation

.. Le sujet traité qui est incontestablement d'actualité dans un pays déterminé à lever le déficit de l'industrialisation.

.. Le fait que projet ait le mérite d'être réalisé et de fonctionner grâce à l'aide apporté par le département de mécanique et de l'extérieur en particulier La SONELGAZ.

.. La possibilité d'élargir l'intégration industrielle en encourageant la fabrication et la réalisation de ce genre de matériel dans le pays. Le développement du secteur public et l'habitat ne peuvent qu'élargir les débouchés pour l'utilisation du matériel étudié.

Il n'en demeure pas moins que le projet réalisé, qui est loin d'être celui d'un constructeur spécialisé et équipé, comporte des imperfections dues essentiellement au manque de temps, de moyens et de documentation technique en relation avec le type de pompe étudiée. Néanmoins, les aspects principaux de ce projet ont été étudiés avec beaucoup d'intérêt. ce qui permettra son approfondissement par les promotions futures.

BIBLIOGRAPHIE

- Catalogue formulaire "SERSEG"
1ère édition (Février 1977)

- Guide du dessinateur industriel - CHEVALIER
Edition 1979

- Cours de construction mécanique II (CCM₂)

- Prospectus des Constructeurs
 - ELBA
 - WIPAC

