

13/85

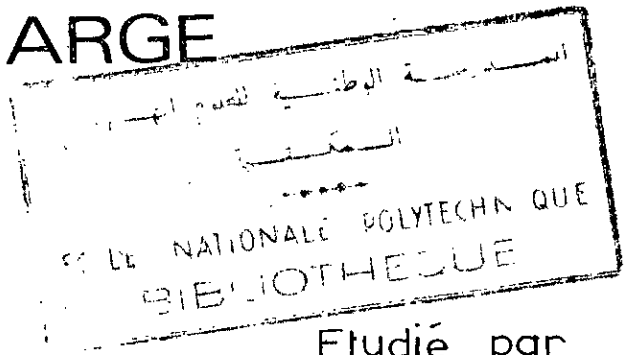
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE D'UNE POMPE LC_{100/300}
A ROUE TOURBILLON POUR
LIQUIDE CHARGE



Proposé et dirigé par

Mr PIEROZAK
professeur à l'ENPA

Etudié par

BOUARROUDJ

Promotion Janvier 1985

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

ÉTUDE D'UNE POMPE LC_{100/300}
À ROUE TOURBILLON POUR
LIQUIDE CHARGÉ



Proposé et dirigé par

Mr PIEROZAK
professeur à IENPA

Étudié par

BOUARROUDJ

Promotion Janvier 1985

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier :

- Mon promoteur M^r pierozak pour l'aide précieuse et les conseils qu'il m'a prodigué tout au long de mon travail
- Les enseignants qui ont contribué à ma formation
- Les responsables du complexe industriel des pompes de Berrouaghia, et surtout ceux du bureau d'études et bureau des méthodes pour ses aides et ses conseils, qui m'ont été d'une très grande utilité

DEDICACES

- A la mémoire de mon père
- A ma mère
- A mon frère Halim
- A mes sœurs
- A mes oncles
- A ma grande mère
- A mes cousins
- A toute la famille
- A mes amis

Nom prenom : BOUARROUDJ Houaid

dép : mécanique

promoteur : PIEROZAK

RESUME

Le projet étudie une pompe à roue tourbillon de trois ailettes ($D = 300 \text{ mm}$), pour eau boueuse, susceptible de contenir divers déchets tels que ficelles, rubans, papier....., d'un débit de $100 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une hauteur de 20 m .

L'étude menée en fonction des solutions technologiques utilisées au complexe Vanne. Pompe de Berrouaghia débouche sur un dimensionnement complet.

SUMMARY

This project deals with the studies of a three sins spinning wheel pump system. Used for muddy waters likely to contain various wastes like papers, ribbons, stings....., the output flow of this pump being $100 \text{ m}^3/\text{h}$ for height of 20 m .

This work which is carried out in relations with the technological methods used in the complex of Berrouaghia leads to full scale application.

ملخص

هذا المشروع يدرس مضخة ذات عجلة زوبعية بثلاث أجنحة ($ق = 300 \text{ مم}$) للماء الوحلي المشحون بمختلف النفايات كالخيوط والأوراق والأشرطة.... هذه المضخة مهيئة لـ $100 \text{ م}^3/\text{سا}$ لإرتفاع 20 م .
هذه الدراسة التي استوحت الحلول التكنولوجية المستعملة بمركب العمائم والمضخات بالمرواقية، إنتهت بالتعريف الكامل لأبعاد المضخة.

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE		PAGE
	<i>introduction</i>	1
I	- Généralités concernant les pompes centrifuges	2
	I.1 notions fondamentales	2
	I.2 fondement de la classification des pompes	2
II	- Pompe Lc 100/300 à roue tourbillon	5
	II.1 Généralités sur les pompes Lc	5
	II.2 Energie d'un liquide transportant des solides en suspension	6
	II.3 Le tourbillon et la circulation	6
	II.4 passage libre du liquide chargé	9
	II.5 condition d'exploitation des pompes Lc à liquide chargé	10
	II.6 Abaque général des pompes Lc et Lc.B	11
	II.7 Abaque de la pompe Lc 100/300	11
	II.8 Designation Lc 100/300	12
	II.9 Courbe caractéristique de la Lc 100/300 à roue tourbillon	12
	II.10 forme géométrique de la roue	12
	II.11 Données	13
III	- Grandeurs relatives	14
	III.1 Vitesse de rotation	14
	III.2 grandeurs relatives	14
	III.3 Vitesses spécifiques	15
	3.1 vitesse spécifique cinétique	15
	3.2 vitesse spécifique dynamique	16
	3.3 vitesse spécifique sans dimension	17

IV	Etude énergétique et dynamique de la pompe	19
	IV.1. puissance fournie au liquide par la roue	19
	IV.2 Hauteur d'élevation théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infiniment grand	20
	2.1 Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de roue	21
	IV.3 Relations approximatives entre H_{th0} et H_{th}	22
	IV.4 Calcul des rendements	23
	IV.5 Calcul des puissances	24
	IV.6 Calcul des triangles des vitesses	25
	IV.7 Calcul des vitesses d'entrée et de sortie de la pompe	27
	IV.8 Evaluation de α_f entre l'entrée et la sortie de la roue	28
	IV.9 Vérification à la non cavitation	30
V	Calcul des éléments de construction de la pompe	33
	V.1 calcul de la volute spirale	33
	V.2 calcul du divergent	40
VI	Calcul des pertes	44
	VI.1 calcul des pertes hydrauliques	44
	VI.2 calcul des pertes volumétriques	50
	VI.3 calcul des pertes mécaniques	51
VII	Calculs mécaniques	53
	VII.1 calcul d'arbre	53
	VII.2 calcul du corps	59
	VII.3 Étanchéité de l'arbre par presse-étoupe	62
	VII.4 calcul d'équilibrage	63
	VII.5 calcul de la clavette	66
	VII.6 calcul des roulements	67
	VII.7 Tableau des matériaux	75
VIII	Calcul des jeux	76
	Conclusion	78

SYMBOLES

Cette liste contient les symboles utilisés dans ce projet. On trouvera l'explication des symboles dans les divers chapitres.

Dimensions fondamentales : L (longueur) - M (masse) ou F (force) - T (temps)

symbole	objet	Dimension
r	rayon	L
ω	vitesse angulaire	T^{-1}
U	Vitesse périphérique	LT^{-1}
V	Vitesse locale	LT^{-1}
Γ	circulation	$L^2 T^{-1}$
S	surface	L^2
γ	angle	-
η	rendement	-
H	hauteur	L
Q	débit en volume	$L^3 T^{-1}$
d	densité	-
ν	viscosité cinématique	$L^2 F^{-1}$
N	Vitesse de rotation, fréquence de rotation	T^{-1}
P	puissance	LFT^{-1}
d	diamètre	L
g	accélération de la pesanteur	LT^{-2}
g_n	accélération de la pesanteur normale	LT^{-2}
t	temps	T
C	Vitesse absolue	LT^{-1}
ρ	densité absolue, masse volumique	$L^{-3} M$

symbole	objet	Dimension
M	moment, couple de rotation	LF
K	moment cinétique	LFT
W	vitesse relative	LT ⁻¹
P	coefficient de pénétration	—
k	coefficient de vitesse	—
W	énergie	LF
P	pression	L ⁻² F
Δp	pression différentielle, différence de p	L ⁻² F
p_v	pression de vapeur saturé	L ⁻² F
p_0	pression barométrique (atmosphérique)	L ⁻² F
h	hauteur	L
Δh_a	pertes de charge dans l'aspiration	L
σ	constante de Thoma	—
C_{sp}	vitesse moyenne dans la volute	LT ⁻¹
k_{sp}	coefficient de vitesse	—
A_{sp}	section de volute	L ²
b	largeur de la volute	L
R	Rayon	L
J	jeu	L
L	longueur	L
δ, ρ, γ	angles divergents	—
ξ	perte	L ou LF
λ	coefficient de résistance de Mises	—
K	coefficient de rugosité des parois	—
D	diamètre	L
λ	coefficient	—

symbole	objet	Dimension
T	Température	K
W	le moment de résistance à la torsion	LF
K_t	Contrainte admissible à la torsion	$L^{-2} F$
P	poids	F
σ_a	contrainte admissible à la traction	$L^{-2} F$
f	flèche	L
I	moment d'inertie	L^4
E	module d'élasticité	$L^{-2} F$
z	niveau d'eau	L
x	coefficient de sécurité	—
y	coefficient de correction	—
m	debit masse	MT^{-1}
F	force	F
F_a	poussée axiale	F
F_r	poussée radiale	F
C_r	coefficient de correction de F_r	—
σ_{comp}	contrainte admissible de compression	$L^{-2} F$
τ	contrainte admissible au cisaillement	$L^{-2} F$
L	durée nominale d'un roulement en millions de tours	
L_h	durée nominale en heures	T
C	charge dynamique de base	F
P	charge dynamique équivalente	F
x, v, γ	coefficients	—
f_h	coefficient de durée	—

INTRODUCTION

L'eau est la source de la vie, son existence et sa disponibilité en quantité suffisante favorise l'écllosion et le développement de toute forme de civilisation. Ainsi l'homme s'est intéressé, depuis longtemps, 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 méthode de transport par gravitation, c'est à dire faire passer l'eau d'un réservoir situé à un niveau plus élevé que celui du lieu d'utilisation qui est la plus utilisée. Depuis les techniques ont beaucoup évolué.

Actuellement les différentes opérations de prélèvement, 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.

Bien qu'il existe une bibliographie très riche sur la théorie et la construction des turbomachines, malgré l'ensemble des recherches effectuées afin d'établir des lois définitives qui régissent le fonctionnement des turbomachines, il n'y a jusqu'à présent aucune méthode de calcul unique ou il est possible de calculer une pompe avec une très grande précision.

Le procédé qui a été adopté depuis longtemps et qui continue à être appliqué consiste à effectuer des essais sur modèles, et ainsi à corriger au fur et à mesure les erreurs préalables des résultats jugés plus ou moins acceptables.

Ainsi les calculs faits ne seront que des résultats théoriques, par conséquent le débit demandé ne peut pas être trouvé d'une façon exacte.

CHI GENERALITES CONCERT.

-NANT LES POMPES CENTRI- -FUGES

I.1 notions fondamentales

Nous appelons pompes, les machines servant à élever les liquides ou des mélanges d'un liquide avec des corps solides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression.

Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration (d'entrée du liquide) et la région de refoulement (de sortie du liquide) de l'organe actif (roue) de la pompe.

Les pompes transmettent aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure quelconque, à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie du liquide. L'énergie du liquide à la sortie est utilisée pour élever le liquide et surmonter les pertes de charges hydrauliques dans le tuyau de refoulement.

I.2 fondement de la classification des pompes

- Suivant le mode de commande : commande mécanique ou électrique
- Suivant le mode de déplacement du liquide entre les régions d'aspiration et de refoulement ; On divise les pompes en : pompes à déplacement (volumétriques) - et turbopompes.

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste dans l'augmenta-

- tion du moment cinétique ou de la circulation du liquide au moyen d'une roue fixée sur un arbre tournant. Les pompes centrifuges sont des turbopompes à une ou plusieurs roues, à écoulement radial engendré par l'action de la force centrifuge et des forces de Coriolis.

Les pompes centrifuges se divisent en deux classes fondamentales :

1) Les pompes à écoulement forcé par les conaux de roue.

2) Les pompes à écoulement libre avec un propulseur ouvert, dont les aubes radiales mettent en mouvement les particules liquides dans l'espace sans aubes entre le couvercle du corps et le propulseur, toutes les pompes à liquide chargé comprennent des matières en suspension et des éléments très légers, ficelles, rubans, plumes, papier ; appartiennent à cette dernière classe, et le propulseur est une simple roue tourbillon à aubes radiales.

Notons que les pompes à écoulement libre sont dans la plupart des cas monocellulaires.

Étant donné la très large gamme de débit Q et de hauteurs d'élevation H demandée, et la diversité des conditions d'installations ; Le développement des pompes centrifuges a abouti à des formes constructives extrêmement variées.

Les différences tiennent essentiellement aux éléments suivants :

1) Le nombre de roues : on distingue les pompes à une roue, appelées également pompes à un étage, et les pompes à plusieurs roues qui en cas d'arrangement des roues en série - prennent le nom de pompes à plusieurs étages ou multicellulaires.

2) La disposition de l'axe de l'arbre. Qu'elles soient à un ou plusieurs étages, les pompes centrifuges peuvent être construites avec

un arbre d'axe horizontal ou vertical ; suivant le cas, ce sont des pompes horizontales ou verticales.

Parmi les particularités secondaires, communes aux pompes à un et plusieurs étages, à axe horizontal ou vertical, nous rangerons la forme de la roue et la position de la tubulure d'entrée.

En fonction de la forme de la roue, on distingue les pompes :

a) à roue à simple aspiration (à une ouïe)

b) à roue à double aspiration

En fonction de la position de la tubulure d'entrée, on distingue :

a) Les pompes à entrée axiale, construites exclusivement avec des roues à une ouïe, fixées en porte-à-faux sur l'extrémité de l'arbre ; c'est le type de pompe le plus répandu.

b) Les pompes à entrée latérale.

Suivant que la roue produit une augmentation du moment cinétique ou de circulation du liquide, on divise les turbo-pompes en :

1) pompe à torque : son fonctionnement consiste dans ce que la rotation de la roue, grâce à la forme appropriée des ses aubes, fait passer le liquide de la région d'aspiration à la région de refoulement ; la dépression à l'entrée de la pompe produit le phénomène d'aspiration, tandis que l'énergie mécanique transmise par la roue accroît le moment cinétique du liquide qui s'écoule par son intérieur.

Lors de l'écoulement du liquide à travers les conaux de la roue tournante son énergie cinétique est accrue et partiellement transformée en énergie de pression ; une nouvelle conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression a lieu dans la volute et dans le divergent.

2) pompe à circulation de vitesses.

CH II POMPE LC100/300 A

ROUE TOURBILLON

II.1 Généralités sur les pompes LC

Les pompes pour liquides chargés sont classées dans le groupe des pompes à Corps Solides. Si les Corps Solides en suspension sont fins et ne contiennent ni fibres, ni particules abrasives susceptibles d'attaquer les parois des Conaux on peut employer des pompes construites pour liquides purs. Dans le cas contraire, il faut recourir à des pompes de construction spéciale, conforme aux propriétés du liquide considéré.

Ces pompes se distinguent des types normaux par la construction des roues et avec un petit nombre d'ailettes (deux ou trois en général). Comme il faut éviter l'obstruction des Conaux, les sections transversales de ces derniers ne doivent pas diminuer entre l'entrée et la sortie; Les roues sont dites "ouvertes" sans glissole avant.

Les pompes LC sont du type mangrolienne horizontale, spécialement conçues pour le pompage des liquides chargés, elle sont équipées de roue à ailettes, à Conaux ou du type tourbillon; Toutes munies d'ailettes de décharge. Le Corps de pompe porte les tubulures d'aspiration et de refoulement; La tubulure de refoulement des types LC est orientable. Le Corps est fixé à une chaise palière très rigide, cette chaise porte des pattes de fixation. L'étanchéité du passage d'arbre est normalement assurée par tresses; Possibilité de montage de garnitures mécaniques normalisées; Facilité de démontage.

II.2 Energie d'un liquide transportant des solides en suspension

Les turbopompes sont souvent employées pour élever les liquides contenant des particules solides en suspension dont la présence exerce une influence prépondérante sur le rendement mécanique et hydraulique de la pompe. Il faut clairement se rendre compte que l'énergie cinétique des particules solides transportées par un liquide coulant ne peut être convertie en énergie de pression. En effet, ces particules ne participent ni à la conservation ni à la transmission de l'énergie de pression. Lors de pompage du mélange, seule augmente l'énergie cinétique des particules solides, au détriment de l'énergie du liquide en mouvement. L'énergie cinétique des particules solides, ne pouvant être convertie en énergie de pression, est dissipée. C'est pourquoi l'énergie d'un tel mélange est inférieure à celle d'un liquide pur de même volume. Le transport des particules solides par un liquide cause des pertes hydrauliques complémentaires, en raison du frottement des particules liquides contre la surface des corps solides, et de ces derniers contre les parois de la conduite. Ces pertes augmentent en fonction de l'accroissement de la teneur du liquide en particules solides; simultanément le rendement de la pompe décroît.

II.3 Le tourbillon et la circulation

Si un fluide tourne en bloc avec la même vitesse angulaire, il forme un tourbillon. Comme dans un semblable mouvement la force centrifuge augmente proportionnellement au rayon, la pression croît vers l'extérieur et, par conséquent, la surface libre d'un tourbillon a la forme d'un paraboloides de révolution (fig II.1)

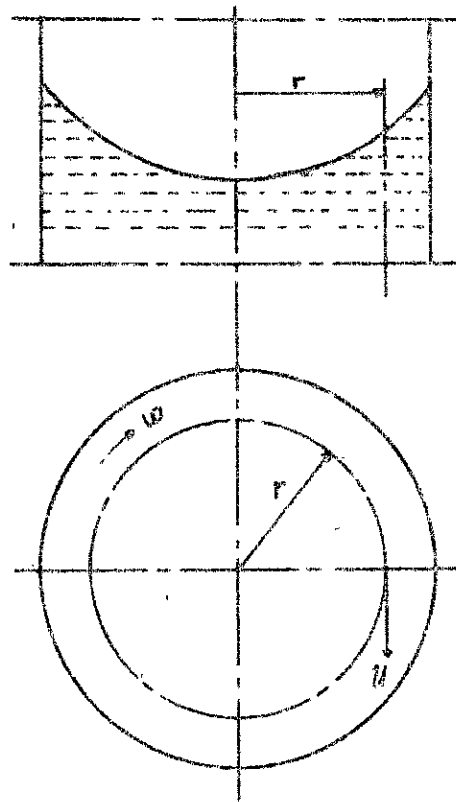


fig II:1 Le tourbillon

Le tourbillon est caractérisé par : ω et $u = r \omega$ (II-1)

Les tourbillons peuvent être le résultat de diverses causes. Par exemple des ailes peuvent mettre le fluide en rotation dans un espace limité par une paroi cylindrique (cas d'une roue tourbillon). Un tourbillon peut se superposer à un écoulement axial (comme dans les pompes LC à roue tourbillon). L'énergie utilisée pour mettre le fluide en rotation est transformée en pression (énergie potentielle), quand la rotation est arrêtée dans le récupérateur.

Un tourbillon ne peut pas se terminer dans le fluide. S'il n'est pas arrêté par un obstacle, ou s'il n'est pas limité par une paroi perpendiculaire à son axe, il se prolonge dans le liquide jusqu'à ce qu'il soit détruit

par le frottement.

Si le tourbillon n'est pas limité vers l'extérieur, il ne peut pas s'étendre jusqu'à l'infini. L'augmentation de la vitesse périphérique se termine à une certaine distance (fig II. 2)

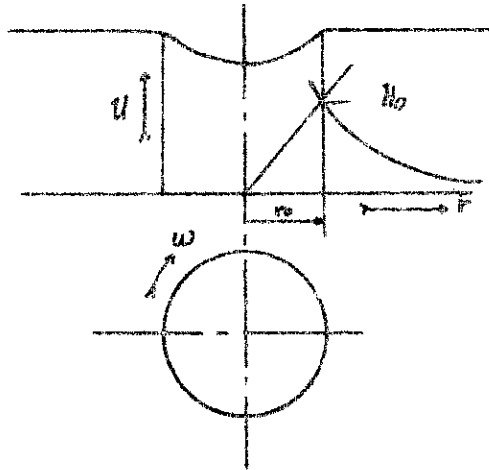


fig II. 2 Tourbillon

Il en résulte une position d'équilibre pour laquelle la vitesse correspondante à une valeur telle qu'elle satisfait à la relation :

$$r_0 \cdot u_0 = \text{cte.} \quad (\text{II} - 2)$$

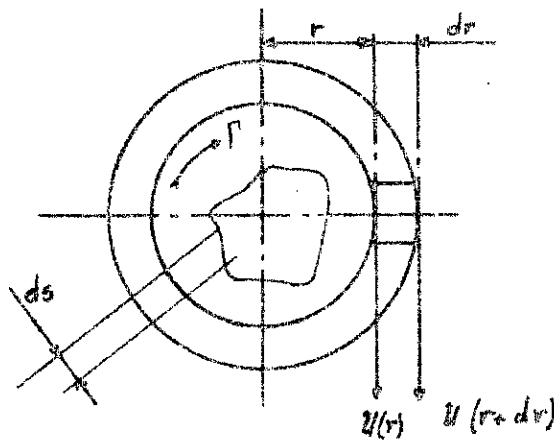


fig II. 3 Circulation

Un semblable mouvement s'appelle circulation (Γ). La circulation n'a pas de limite vers l'extérieur, la valeur de u étant nulle quand r s'étend

à l'infini, mais on a, au contraire, vers l'intérieur, car la vitesse ne peut croître jusqu'à l'infini, ce qui correspondrait à un point sur l'axe. La circulation doit donc être limitée à l'intérieur, par des parois ou, à défaut, par un moyeu tournant, un écrou Borgne qui sert à la fixation de la roue sur l'arbre, joue ce rôle par excellence.

La circulation est le seul mouvement de rotation stable dans le liquide. Un élément d'une largeur dr se déforme pendant ce mouvement de rotation (fig II-3) mais ne tourne pas autour de son axe. C'est une conséquence de l'égalité :

$$\frac{u(r)}{u(r+dr)} = \frac{r+dr}{r} \quad (\text{II-3})$$

pour une circulation Γ donnée, l'intégrale $\int v ds$ le long d'un contour quelconque entourant l'axe à une valeur constante

$$\Gamma = \int v ds = 2\pi r \cdot u \quad (\text{II-4})$$

D'autre part, l'influence d'une circulation d'intensité Γ peut être remplacée par celle d'une file de tourbillon de même intensité, c'est-à-dire que dans les deux cas on doit avoir les mêmes actions dans l'espace qui les entoure.

Par analogie avec les lois régissant l'action des courants électriques on peut appliquer la loi de Biot et Savart à une file de tourbillon. D'après cette loi, une circulation d'intensité Γ provoque à une distance r de son axe, sous l'angle φ , une variation de vitesse telle que :

$$dv = \Gamma \frac{ds}{4\pi r^2} \sin \varphi \quad (\text{II-5})$$

II.4 Passage libre du liquide chargé

Le tourbillon, dans les pompes Lc à roue tourbillon, a pour but de

faire circuler le liquide de l'aspiration au refoulement sans passage par la roue ; La roue a pour but de créer le tourbillon, le liquide qui épouse la roue ne comportant aucune matière en suspension. La roue est placée dans un logement circulaire situé juste après la volute, le liquide est refoulé dans la volute sans avoir atteint la roue.

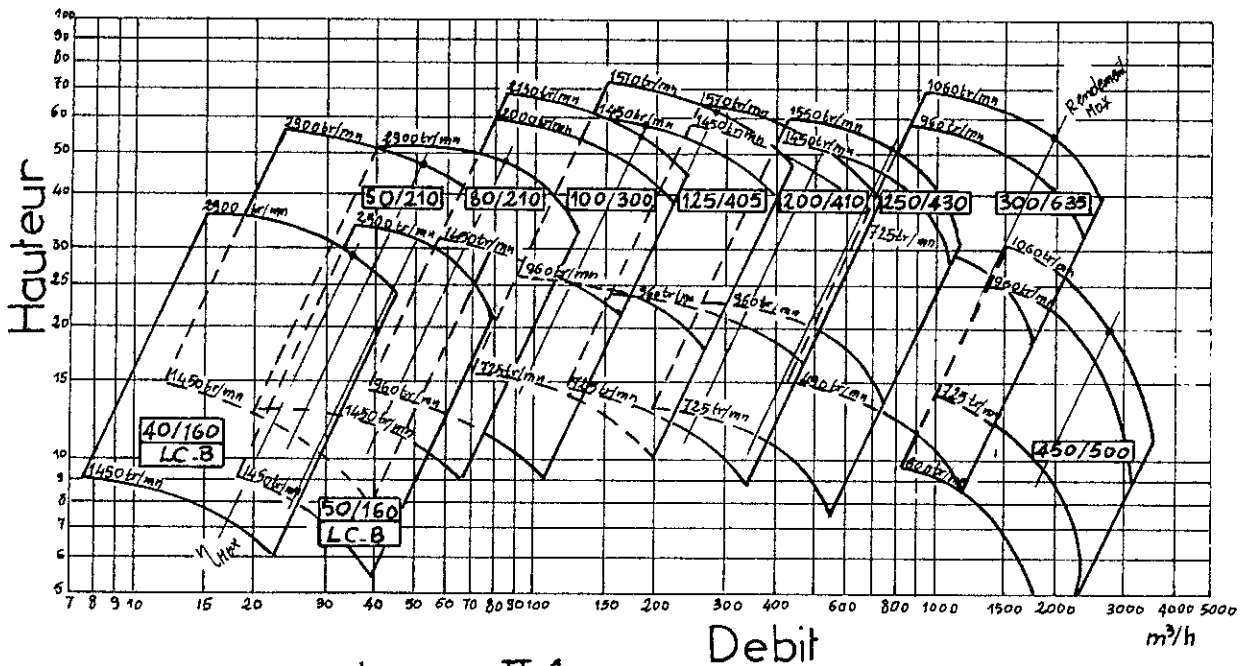
La poussée radiale est annulée par le logement circulaire de la roue dans le cocteur, ce qui permet un fonctionnement sans vibration.

II.5 Condition d'exploitation des pompes LC à liquide chargé

Domaine d'utilisation	Métallurgie - chimie - engrain - papeterie - sucrerie - distillerie
Pression effective Max au refoulement	6 bars
NPSH	pour le débit Max obtenu en condition limite $NPSH_{dis} - NPSH_v > 0,5 m$
entraînement	direct, par moteur, à couple constant.
liquide pompé	chargé - abrasif - corrosif - visqueux - entaillant.
Densité, Viscosité	densité $d < 1,6$; Viscosité $\leq 1st$
Température Max	garniture à lresses $105^\circ C$; garniture mécanique $80^\circ C$.
Débit Min	0,4 fois le débit au η_{Max} sans limitation de durée.
Vitesse de rotation	selon diagramme de pré-sélection ; en exécution ferrité à 30% de Cr, vitesse périphérique Max de roue 53 m/s.

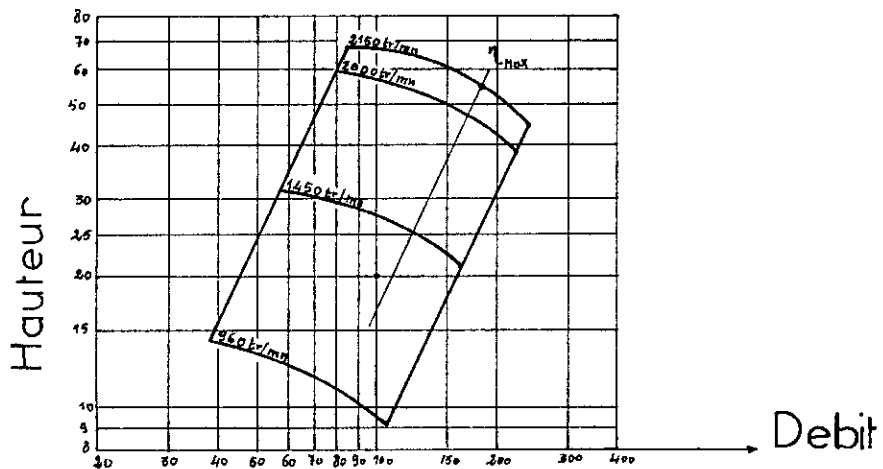
Ces renseignements sont obtenus par expérience de la société Jeumont-Schneider, spécialisée aux pompes à liquide chargé du type LC et LC-B

II.6 Abaque général des pompes LC et LC.B



abaque II.1

II.7 Abaque de la pompe LC 100/300

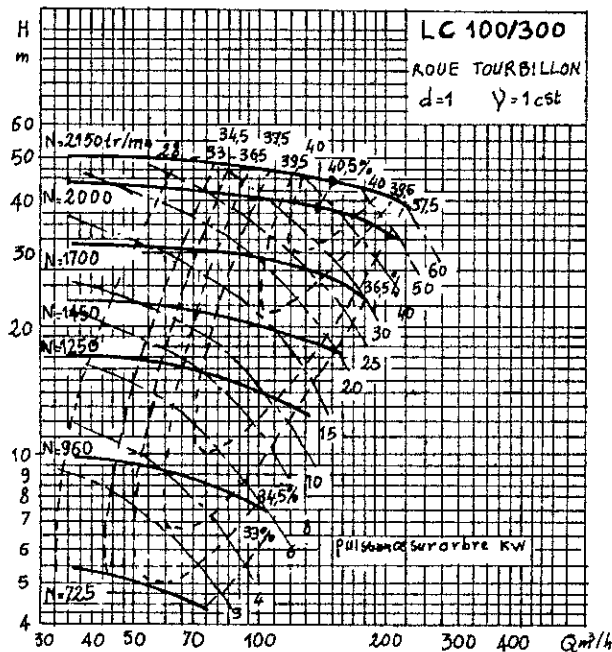


abaque II.2

II.8 Designation LC 100/300

LC	100 (mm)	300 (mm)
serie de pompe	ϕ orifice de refoulement	ϕ Extérieur de roue

II.9 Courbe caracteristique de la LC100/300 à roue tourbillon



II.10 Forme géométrique de la roue

Voir planche (p.L.c.1.07).

cette roue est largement utilisée dans les pompes à roue tourbillon pour liquide homogène, le nombre d'ailettes et les dimensions de cette roue sont déterminées par expérience, et dépendent des dimensions de la pompe.

on a choisit une roue LC 100/300 de la société jeumont schneider

II.11 Données :

- . $H = 20 \text{ m}$
- . $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$
- . $d = 1$
- . $\gamma = 1 \text{ est}$
- . roue tourbillon à 3 ailettes, $\phi_{\text{ext}} = 300 \text{ mm}$, autres dimensions de la roue connues.
- . Nature du fluide : eau boueuse susceptible de contenir ; ficelles, plumes, ruban et papier

CH III GRANDEURS RELATIVES

III.1 Vitesse de rotation

Le régime des pompes centrifuges est choisi en général dans la gamme $N = 200$ à $N = 10000$ tr/mn ; la vitesse de rotation de l'arbre de pompe doit correspondre à celle de la machine de commande (moteur).

Comme les pompes centrifuges sont généralement entraînées par des moteurs asynchrones de 2, 4, 6 pôles, les pompes sont construites pour les régimes équivalents de 2900, 1450, 975, 750 tr/mn.
en consultant les catalogues des pompes Lc on choisit $N = 1450$ tr/mn

III.2 Grandeurs relatives

On appelle grandeurs relatives les grandeurs rapportées à une hauteur d'élevation $H = 1m$. On les définit au moyen des formules numériques suivantes

vitesse de rotation relative :

$$N_r = \frac{N}{\sqrt{H}} \quad (\text{III.1})$$

Debit relatif :

$$Q_r = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (\text{III.2})$$

puissance relative :

$$P_r = \frac{P}{H \sqrt{H}} \quad (\text{III.3})$$

III.3 Vitesses spécifiques

Soit d_s le diamètre de la roue d'une pompe à échelle réduite géométriquement semblable à une pompe de grandeur naturelle. Pour $H_s = 1\text{m}$ et une vitesse de rotation égale à N_s , le débit de la pompe à échelle réduite sera Q_s , et sa puissance P_s .

Les hauteurs d'élevation des deux pompes géométriquement semblables étant supposées égales. Soit $H_1 = H_s = 1\text{m}$, les triangles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue de chaque pompe sont congruents. Les vitesses périphériques u étant égales, les vitesses de rotation des roues de ces deux pompes sont inversement proportionnelles aux diamètres des sorties des roues. Tandis que les débits et les puissances sont proportionnels aux sections d'écoulement, soit à d_s^2 .

Nous l'exprimons par les relations :

$$N_s = N_1 \frac{d}{d_s} \quad (\text{III-4})$$

$$Q_s = \left(\frac{d_s}{d}\right)^2 \cdot Q_1 \quad (\text{III-5})$$

$$P_s = P_1 \left(\frac{d_s}{d}\right)^2 \quad (\text{III-6})$$

3.1 Vitesse spécifique cinétique

Compte tenu des formules (III-1) et (III-2) et supposant $Q_s = 1\text{m}^3/\text{s}$, nous obtenons la formule numérique suivante

$$N_{sQ} = N \sqrt{\frac{Q}{H \sqrt{H}}} = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{III-7})$$

où Q est exprimé en m^3/s et H en mètres.

Pour vitesse spécifique cinétique N_{sQ} d'une turbopompe à roue de diamètre

d, débit Q et hauteur d'élevation H , on entend la vitesse de rotation N_{sQ} d'une pompe géométriquement semblable, à roe de diamètre d_s , qui - pour une hauteur d'élevation $H = 1\text{ m}$ - avait un débit $Q = 1\text{ m}^3/\text{s}$

AN: $N = 1450\text{ tr/mn}$

$$Q = 400\text{ m}^3/\text{h} = \frac{400}{3600} = 0,111111\text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 20\text{ m}$$

$$N_{sQ} = \frac{1450 \sqrt{0,111111}}{20^{3/4}} = \frac{249,667}{9,4574} = 26,41\text{ tr/mn}$$

3.2 Vitesse spécifique dynamique

Compte tenu des formules (II-1) et (III-5) et supposant $p_s = 1\text{ ch}$ on obtient la formule numérique :

$$N_{sp} = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (\text{III-8})$$

où P est exprimé en chevaux (ch) et H en mètres

La vitesse spécifique dynamique N_{sp} représente la vitesse de rotation d'une turbopompe géométriquement semblable qui - pour une hauteur d'élevation $H = 1\text{ m}$ - demande une puissance $P_0 = 1\text{ ch}$ (75 kgf m/s)

Tenant compte de la relation :

$$P = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \quad (\text{ch}) \quad (\text{III-9})$$

on obtient la formule numérique :

$$N_{sp} = N \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 H^{5/2}}} = N \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q}{75 H \sqrt{H}}} \quad (\text{III-10})$$

ou γ est le poids spécifique du liquide exprimé en Kgf/m^3 , pour l'eau de densité $d=1$; $\gamma = 1000 \text{ Kgf}/\text{m}^3$

Q est en m^3/s et H en mètres

$$\text{AN: } N_{sp} = 1450 \sqrt{\frac{1000 \cdot 0.027778}{75 \cdot 20^{3/2}}} = 95.31 \text{ tr/mn}$$

La formule (III.10) fait intervenir le poids spécifique du liquide, de sorte qu'il n'est pas indiqué d'appliquer la notion de vitesse spécifique dynamique aux turbopompes. En effet, une pompe à roue de forme déterminée pourrait avoir plusieurs vitesses spécifiques dynamiques en fonction du poids spécifique du liquide véhiculé.

3.3 Vitesse spécifique sans dimension

Dans la littérature récente du sujet, outre la vitesse spécifique cinématique et dynamique, on trouve également la notion de vitesse spécifique sans dimension, ou facteur de forme, dont la valeur est donnée par la formule:

$$\bar{N}_{sf} = \frac{\bar{N} \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (\text{III.11})$$

ou la vitesse de rotation \bar{N} est exprimée en tr/seconde, le débit en m^3/s , l'accélération de la pesanteur en m/s^2 , et la hauteur d'élevation en mètres.

pour éviter les très faibles valeurs de \bar{N}_{sf} , on emploie la formule numérique:

$$N_{sf} = \frac{1000 \cdot N \sqrt{Q}}{60 (gH)^{3/4}} \quad (\text{III.12})$$

ou N est exprimée en tr/mn.

$$AN \quad \bar{N}_{sf} = \frac{1450 \sqrt{0.027778}}{60 (9.81 \cdot 20)^{3/4}} = 0.0768$$

$$N_{sf} = \frac{1000 \cdot 1450 \sqrt{0.027778}}{60 (9.81 \cdot 20)^{3/4}} = 76.8$$

Dans la formule (III-12) en remplaçant g par la valeur exacte de l'accélération de la pesanteur normale $g_n = 9.80665 \text{ m/s}^2$

$$N_{sf} = \frac{1000 N \sqrt{Q}}{60 g^{3/4} H^{3/4}} = \frac{1000}{60 (9.80665)^{3/4}} \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3 \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{III-13})$$

de (III-7) et III-13) on remarque que : $N_{sf} = 3 N_{sQ}$ (III-14)

Les vitesses N_{sQ} et N_{sf} caractérisent d'une manière simple et univoque le type de roue.

La valeur de la vitesse spécifique grandit avec le débit et la vitesse de rotation, et décroît avec l'augmentation de la hauteur d'élevation.

Ainsi, les pompes à grande hauteur d'élevation et relativement faible débit sont des pompes à vitesse spécifique faible ; Tandis que les pompes à faible hauteur d'élevation et grand débit sont des pompes à vitesse spécifique élevée.

La détermination de la vitesse spécifique N_s , en fonction des paramètres de travail Q , H et N constitue la base du calcul de la roue d'une turbopompe.

En consultant les catalogues, et pour notre cas on $N_{sf} \leq 90$ et $N_{sQ} \leq 30$ on utilise une roue à simple courbure

CH IV ETUDE ENERGITIQUE ET DYNAMIQUE DE LA POMPE

IV.1 Puissance fournie au liquide par la roue

Nous divisons la roue de la pompe en une série de roues élémentaires.
Lors de l'écoulement dans chaque roue élémentaire ont lieu : le changement géométrique de la vitesse absolue de \vec{C}_1 en \vec{C}_2 et le changement du moment des vitesses dans le sens périphérique de $r_1 C_1 \cos \alpha_1$ en $r_2 C_2 \cos \alpha_2$. En multiplions ces produits par les masses élémentaires qui, en un temps dt se sont écoulées par les sections de la roue élémentaire à l'entrée $dQ_{m1} dt$ et à la sortie $dQ_{m2} dt$, nous obtenons l'accroissement de la composante périphérique du moment cinétique dans l'enceinte de la roue élémentaire.

$$dK_u = r_2 C_2 \cos \alpha_2 \cdot dQ_{m2} dt - r_1 C_1 \cos \alpha_1 \cdot dQ_{m1} dt \quad (\text{IV.1})$$

compte tenu de la condition de continuité du mouvement

$$dQ_{m1} = dQ_{m2} = dQ_m \quad (\text{IV.2})$$

$$\text{nous obtenons } dK_u = (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dQ_m dt \quad (\text{IV.3})$$

conformément au théorème du moment cinétique, la dérivée du moment cinétique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le système matériel.

$$dM = \frac{dK_u}{dt} = (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dQ_m \quad (\text{IV.4})$$

En étendant l'intégration à toute la section d'entrée de la roue nous obtenons le couple total :

$$M = \int (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) dQ_m \quad (\text{IV.5})$$

$$\text{ou encore } M = \rho Q (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{IV.6})$$

où Q est le débit Volumétrique total de la pompe.

L'équation (II-6) est appelée équation fondamentale des turbopompes.

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{u1} \quad ; \quad C_2 \cos \alpha_2 = C_{u2} \quad (\text{II-7})$$

Nous obtenons : $M = \rho Q (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (\text{II-8})$

La puissance fournie au liquide par la roue de la pompe est donnée par les formules :

$$P = M \cdot W = \rho Q (C_{u2} r_2 W - C_{u1} r_1 W) \quad (\text{II-9})$$

$$= \rho Q (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad (\text{II-10})$$

$$= \rho Q (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II-11})$$

Après avoir éliminé de l'équation (II-11) les fonctions trigonométriques

$$\left. \begin{aligned} C_1 U_1 \cos \alpha_1 &= \frac{1}{2} (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \\ - C_2 U_2 \cos \alpha_2 &= \frac{1}{2} (W_2^2 - C_2^2 - U_2^2) \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-12})$$

on obtient $P = \gamma Q \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right) \quad (\text{II-13})$

Après transformations l'équation (II-13) peut prendre la forme

$$P = \gamma Q \left(\frac{C_{u2}^2 - C_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u1}^2 - W_{u2}^2}{2g} \right) \quad (\text{II-14})$$

IV.2 Hauteur d'élevation théorique dans le cas d'une roue à nombre d'aubes infiniment grand

La hauteur d'élevation théorique (ou hauteur d'euler) d'une pompe avec roue à nombre d'aubes infiniment grand, nous sera fournie par l'équation

$$M \cdot W = \gamma Q H_{th} \quad (\text{IV-15})$$

avec $M \cdot W = P$: puissance fournie au liquide par la roue

Après substitution aux termes correspondants des valeurs données par l'équation (II-15)

$$H_{th\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (\text{II-16})$$

Le premier terme de l'équation (II-16) définit la hauteur dynamique d'élevation, effet du changement des vitesses absolues.

$$H_{dyn\infty} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (\text{II-17})$$

tandis que la somme des deux autres termes indique la hauteur potentielle d'élevation, effet de l'action des forces centrifuges et de la réduction des vitesses relatives de W_1 à W_2 .

$$H_{p\infty} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (\text{II-18})$$

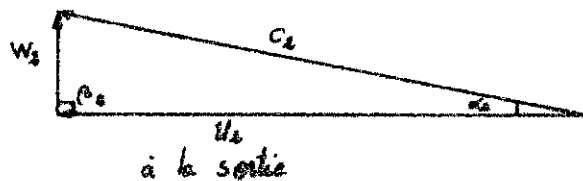
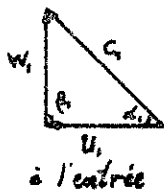
Compte tenu des formules (II-9, 10, 11, 12) nous pouvons exprimer la hauteur d'élevation théorique au moyen des formules :

$$H_{th\infty} = \frac{W}{g} (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (\text{II-19})$$

$$= \frac{1}{g} (C_{u2} \cdot U_2 - C_{u1} \cdot U_1) \quad (\text{II-20})$$

$$= \frac{1}{g} (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II-21})$$

2.1 Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de la roue



(Fig II-1)

D'après fig (IV.1) : $C_1 \cos \alpha_1 = U_1$; $C_2 \cos \alpha_2 = U_2$
 dans ce cas (β_1 ; $\beta_2 = 90^\circ$) l'équation (II.21) devient

$$H_{th,oo} = \frac{1}{g} (U_2^2 - U_1^2) \quad (II.22)$$

$$U_2 = \pi D_2 \cdot N / 60 \quad N \text{ en tr/mn}$$

$$D_2 = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m} ; N = 1450 \text{ tr/mn}$$

$$\Rightarrow U_2 = \pi \cdot 0,3 \cdot 1450 / 60 = 22,77 \text{ m/s} \Rightarrow U_2^2 = 518,77 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

de même : $U_1 = \pi D_1 N / 60$

$$D_1 = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m}$$

$$\Rightarrow U_1 = \pi \cdot 0,06 \cdot 1450 / 60 = 4,55 \text{ m/s} \Rightarrow U_1^2 = 20,75 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\text{d'où : } H_{th,oo} = \frac{1}{9,81} (518,77 - 20,75) = 50,767 \text{ m}$$

IV.3 Relations approximatives entre les hauteurs d'élevation théoriques pour un nombre d'aubes infiniment grand et fini

$$H_{th,oo} = (1+p) H_{th} \quad (II.23)$$

où H_{th} est la hauteur théorique pour un nombre d'aube fini et p un coefficient de défaut de puissance introduit par C. Peleiderer. Il en découle que le passage d'une roue à nombre d'aubes infiniment grand à une roue à nombre d'aubes fini entraîne une diminution de l'aptitude de transfert de puissance par la roue au liquide en écoulement.

Généralement le coefficient de défaut de puissance de Peleiderer est donné par des Tableaux en fonction de type de la roue, du nombre d'aubes et des dimensions de la roue.

pour une roue tourbillon, les aubes ne font que créer le tourbillon, et le nombre d'aubes influence légèrement sur la variation de la hauteur théorique, et donc un coefficient de pleidera réduit.

pour une roue tourbillon Lc 100/300 à trois ailettes le coefficient de pleidera vaut $\rho = 0,1$
de l'équation (IV.23) :

$$H_{th} = \frac{H_{th0}}{1 + \rho} = \frac{50,767}{1,1} = 46,15 \text{ m}$$

IV.4 Calcul des rendements

4.1 rendement hydraulique η_h

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_{th}} \quad (\text{IV.24})$$

où H_e est la hauteur d'élevation effective, et H_{th} la hauteur théorique à nombre d'aubes fini (3 aubes)

$$H_e = 20 \text{ m} \quad ; \quad H_{th} = 46,15 \text{ m}$$

$$\text{donc } \eta_h = \frac{20}{46,15} = 0,433$$

4.2 rendement mécanique η_m

Le rendement mécanique d'une pompe est le rapport de la puissance absorbée par la roue $P_i = P_{ar} - P_m$ à la puissance sur l'arbre

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} - P_m}{P_{ar}} \quad (\text{IV.25})$$

où P_m est la puissance perdue par pertes mécaniques

η_m est compris en général entre 0,9 et 0,95

pour les éléments de construction qu'on va adopter dans cette pompe

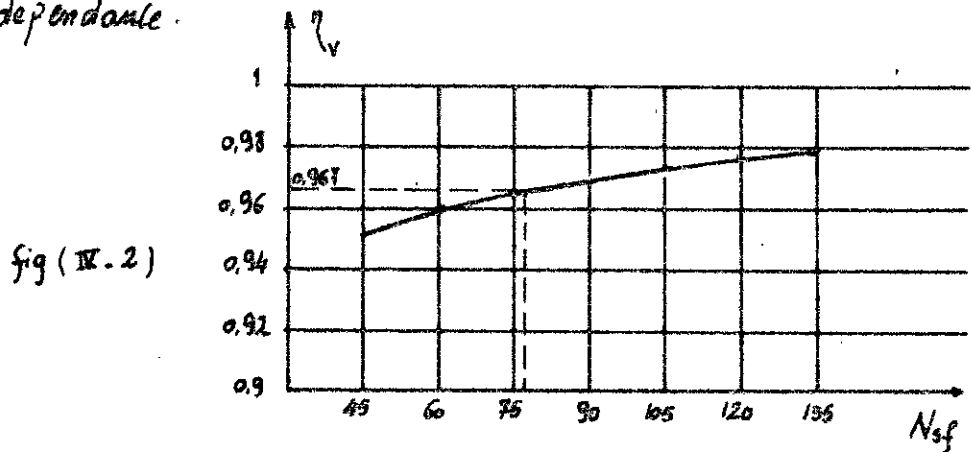
$$\eta_m = 0,93$$

4.3 rendement volumétrique η_v

Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit effectif et le débit interne d'une turbopompe (débit de la roue)

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_i} \quad (\text{IV} - 26)$$

Le rendement volumétrique est fonction de N_{sf} , la figure (IX-2) montre cette dépendance.



pour $N_{sf} = 76.8 \rightarrow \eta_v = 0,967$

4.4 rendement global

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (\text{IV} - 27)$$

$$= 0,93 \cdot 0,967 \cdot 0,433 = 0,39$$

IV-5 Calcul des puissances

5.1 Puissance effective

La puissance effective P_e d'une pompe de débit effectif Q_r et de hauteur d'élevation effective H_e s'exprime par la formule générale

$$P_e = \gamma \cdot Q_r \cdot H_e \quad (\text{IV} - 28)$$

ou par la formule numérique :

$$P_e = \frac{\gamma Q_r H_e}{102} \quad (\text{KW}) \quad (\text{IV} - 29)$$

$$\text{A.N} \quad P_e = \frac{\gamma Q_r H_e}{102} = \frac{1000 \cdot 0,02778 \cdot 20}{102} = 5,45 \text{ KW}$$

5.2 Puissance absorbée

Par puissance absorbée, on entend la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe. Elle est définie par la formule générale :

$$P = P_{\text{ax}} = \frac{\gamma \cdot Q_r \cdot H_e}{\eta} = \frac{P_e}{\eta} \quad (\text{IV} - 30)$$

$$\text{A.N} \quad P = \frac{P_e}{\eta} = \frac{5,45}{0,39} = 14 \text{ KW}$$

Avec une réserve de 15% en cas de surcharge et de démarrage, la puissance du moteur de commande est : $P_M = 1,15 P_{\text{ax}} = 1,15 \cdot 14 = 16 \text{ KW}$

IV - 6 Calcul des triangles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue

6.1 calcul des vitesses débitantes

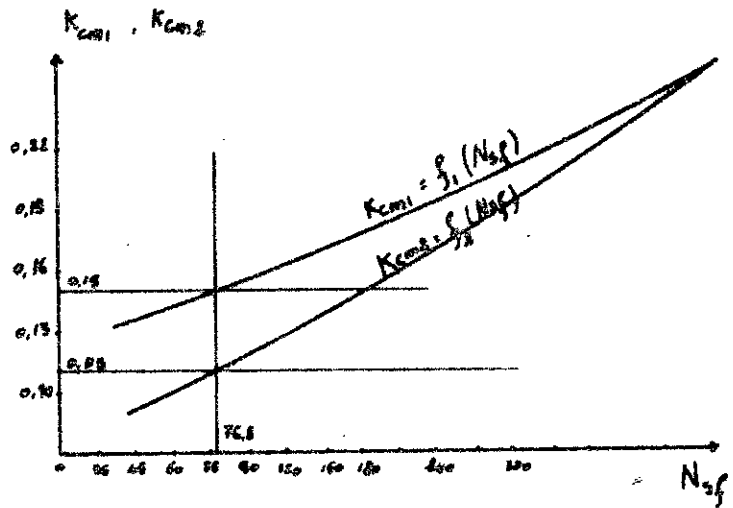
Nous calculons les valeurs des composantes méridiennes des vitesses absolues d'entrée et de sortie, ceci à partir des formules de A. J. Stepanoff :

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2g H_e} \quad (\text{IV} - 31)$$

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2g H_e} \quad (\text{IV} - 32)$$

où les coefficients K_{cm1} et K_{cm2} ont été déterminés sur la base du tracé de turbopompes.

Le graphique qui suit donne les valeurs de K_{cm1} et K_{cm2} en fonction de la vitesse spécifique N_{sf} .



Pour $N_{sf} = 76.8$:

$$K_{cm1} = 0.15 \quad , \quad K_{cm2} = 0.113$$

fig (IX - 3)

$$\begin{aligned} \text{donc } C_{m1} &= 0.15 \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 20} \\ &= 2.97 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{m2} &= 0.113 \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 20} \\ &= 2.24 \text{ m/s} \end{aligned}$$

6.2 construction des triangles des vitesses

Sachant que $\beta_1 = \beta_2 = \pi/2$

donc $C_{m1} = W_1$ et $C_{m2} = W_2$

$$\text{donc } W_1 = 2.97 \text{ m/s} \quad ; \quad W_2 = 2.24 \text{ m/s}$$

on a déjà calculé les valeurs des vitesses périphériques

$$U_1 = 4.55 \text{ m/s} \quad ; \quad U_2 = 22.77 \text{ m/s}$$

$$C_1 = \sqrt{U_1^2 + W_1^2} = \sqrt{4.55^2 + 2.97^2} = 5.44 \text{ m/s}$$

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2} = \sqrt{22.77^2 + 2.24^2} = 22.89 \text{ m/s}$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{U_1}{C_1} = \frac{4.55}{5.44} = 0.8376 \quad \Rightarrow \quad \alpha_1 = 33.11^\circ$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{U_2}{C_2} = \frac{22.77}{22.89} = 0.9952 \quad \Rightarrow \quad \alpha_2 = 5.62^\circ$$

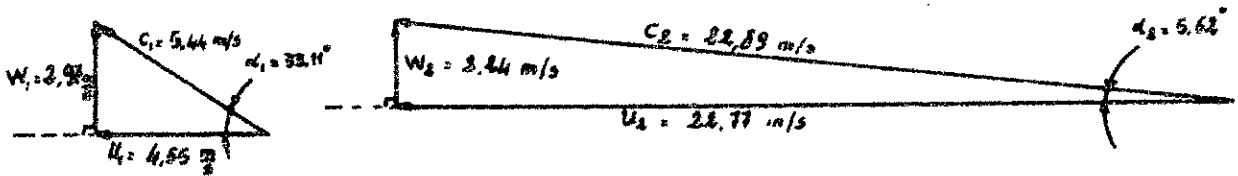


fig IV.4

6.3 remarque :

on peut trouver la puissance fournie au liquide par la roue en utilisant l'équation (III - 14)

$$P = \rho Q \left(\frac{C_{u2}^2 - C_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u1}^2 - W_{u2}^2}{2g} \right)$$

$$= \rho \cdot Q \left(\frac{C_{u2}^2 - C_{u1}^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_{u1}^2 - W_{u2}^2}{2} \right)$$

en utilisant la fig (IV-4) on voit que : $C_{u2} = U_2$, $C_{u1} = U_1$,
 $W_{u1} = 0$, $W_{u2} = 0$

$$\Rightarrow P = \rho \cdot Q (U_2^2 - U_1^2)$$

$$= 1000 \cdot \frac{100}{3600} (22,77^2 - 4,55^2) = 14 \text{ kW}$$

IV.7 Calcul des vitesses d'entrée et de sortie de la pompe

La société jeumont - schneider qui se spécialise dans la fabrication des pompes pour liquide chargé du type Lc et Lc-B et après des années d'expériences, a fixé le diamètre d'entrée et de sortie de chaque pompe. pour la pompe Lc 100/300, le diamètre d'entrée DN_a est de 125 mm et celui de refoulement DN_r vaut 100 mm.

La vitesse à l'entrée de la pompe $V_a = \frac{Q}{S_a} = \frac{Q}{\pi \left(\frac{DN_a}{2}\right)^2}$

$$\Rightarrow V_a = \frac{100}{3600 \cdot \pi \left(\frac{0,125}{2}\right)^2} = 2,26 \text{ m/s}$$

La vitesse à la sortie du divergent (de la pompe)

$$V_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{Q}{\pi \left(\frac{D_{nr}}{2}\right)^2} = \frac{100}{3600 \pi \left(\frac{0,1}{2}\right)^2} = 3,54 \text{ m/s}$$

IV.8 Evaluation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de la roue

dûe à la variation de la vitesse d'entraînement on s'attend à ce que la variation de pression entre l'entrée et la sortie de la roue ($P_2 - P_1$) soit formée de 2 composantes $\Delta p'$ et $\Delta p''$.

$$\Delta p = P_2 - P_1 = \Delta p' + \Delta p'' \quad (\text{IV.33})$$

• $\Delta p'$ une variation de pression dûe aux forces centrifuges, mini-
- mum au pied de l'aube et maximum au bout de l'aube.

• $\Delta p''$ il y a variation de pression dûe à la variation d'énergie cinétique relative.

Le travail entre 1 et 2 : $W_{1,2} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (\text{IV.34})$

8.1 évaluation de $\Delta p''$: on utilise le procédé de l'observateur sur l'aube
donc $W_{1,2} = 0$; $C_2 = W_2$; $\Delta p' = 0$; $C_1 = W_1$
de (IV.34) :

$$\Rightarrow 0 = \frac{\Delta p''}{\rho} + \frac{1}{2} (W_2^2 - W_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

on négligera le travail de hauteur $g(z_2 - z_1)$ dûe la faible variation de hauteur entre 1 et 2 :

$$\Rightarrow \frac{\Delta p''}{\rho} = \frac{1}{2} (W_1^2 - W_2^2) \quad (\text{IV.35})$$

$$\text{AN: } \frac{\Delta P''}{\rho} = \frac{1}{2} (2,97^2 - 2,24^2) = 1,91 \text{ J/kg}$$

8.2 evaluation de $\Delta P'$: l'expression de la force centrifuge peut être :

$$dF = \omega^2 \cdot r \cdot dm \quad (\text{IV.36})$$

$$\text{et } dm = \rho \cdot s \cdot dr \quad (\text{IV.37})$$

de IV.36 et 37 :

$$dF = \rho \cdot s \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr \quad (\text{IV.38})$$

La variation de pression s'exprime par : $dp = \frac{dF}{s} \Rightarrow dF = s dp$ (IV.39)

IV.38 et 39 sont équivalentes et donnent

$$s dp = \rho \cdot s \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr \quad (\text{IV.40})$$

$$\Rightarrow \frac{dP}{\rho} = \omega^2 \cdot r \cdot dr \quad (\text{IV.41})$$

$$r_1 < r < r_2$$

$$\begin{aligned} \text{donc : } \int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho} &= \frac{\Delta P'}{\rho} = \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r \cdot dr \\ &= \frac{\omega^2}{2} [r_2^2 - r_1^2] = \frac{1}{2} [U_2^2 - U_1^2] \quad (\text{IV.42}) \end{aligned}$$

$$\text{AN: } \frac{\Delta P'}{\rho} = \frac{1}{2} [22,77^2 - 4,55^2] = 249 \text{ J/kg}$$

$$\text{au total } \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{\Delta P''}{\rho} + \frac{\Delta P'}{\rho}$$

$$= 1,91 + 249 = 250,91 \text{ J/kg.}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow \Delta P = 250,91 \cdot 1000 \text{ N/m}^2$$

$$= 250910 \text{ N/m}^2 = 2,5 \text{ bars}$$

8.3 évaluation des pressions P_2 et P_1

$$\text{D'après KOVATS: } P_2 = \frac{\bar{W}}{2g} (U_2^2 - U_1^2 - W_2^2 + W_1^2) \quad (\text{IV.43})$$

$$\bar{w} = \rho g$$

$$\Rightarrow P_2 = \frac{\rho}{2} (U_2^2 - U_1^2 - W_2^2 + W_1^2)$$

$$= \frac{1000}{2} (22,77^2 - 4,55^2 - 2,24^2 + 2,97^2)$$

$$= 253440 \text{ N/m}^2 = 2,534 \text{ bars}$$

$$P_2 - P_1 = 2,5 \text{ bars} \quad ; \quad P_2 = 2,534 \text{ bars}$$

$$\Rightarrow P_1 = 2,534 - 2,5 = 0,034 \text{ bars} = 3400 \text{ N/m}^2$$

IV.9 Vérification à la non cavitation

9.1 phénomène de cavitation :

Le phénomène de cavitation se produit lorsque, à l'intérieur de la pompe, à cause d'une chute locale de pression, des cavités remplies de vapeur d'eau se forment. Ces cavités s'effondrent dès qu'elles atteignent des régions à pressions plus élevées.

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

Étant 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.

9.2 NPSH :

Le NPSH détermine les conditions dans lesquelles la pompe fonctionne sans

caviter.

9.2.1 NPSH disponible :

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

$$NPSH_d = \frac{P_0}{\rho} - (H_a + \Delta h_a + h_v) \quad [m] \quad (\text{IV} - 44)$$

$\frac{P_0}{\rho}$: pression barométrique en mètre de colonne d'eau.

H_a : hauteur d'aspiration.

Δh_a : pertes de charge dans l'aspiration

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

9.2.2 NPSH requis :

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

$$NPSH_r = \sigma \cdot H_{th} \quad (\text{IV} - 45)$$

H_{th} : hauteur manométrique totale

σ : constante de Thoma, pour σ Stepanoff donne la formule

empirique :

$$\sigma = 1,21 \cdot 10^{-3} \left(\frac{N_{sg}}{2} \right)^{4/3} \quad (\text{IV} - 46)$$

$$NPSH_r = 1,21 \cdot 10^{-3} \left(\frac{25,55}{2} \right)^{4/3} \cdot 46,15 = 1,67 \text{ m}$$

9.3 condition de non cavitation :

$$NPSH_d > NPSH_r \quad ; \quad NPSH_r = 1,67 \text{ m}$$

$$\Rightarrow NPSH_d > 1,67 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \frac{P_0}{\bar{w}} - (H_a + \Delta h_a + h_v) > 1,67 \text{ m}$$

$$\frac{P_0}{\bar{w}} = 10,33 - \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{eau}}} \cdot h \quad (\text{IV.47}) \quad h \text{ \u00e9tant l'altitude de l'installation}$$

pour $h = 1000 \text{ m}$ (altitude max de l'utilisation de la pompe)

$$\rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{eau}} \text{ \u00e0 } 20^\circ\text{C} \text{ est de } 999,3 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{d'o\u00f9 } \frac{P_0}{\bar{w}} = 10,33 - \frac{1,29 \cdot 10^3}{999,3} = 9,04 \text{ m}$$

$$\Rightarrow 9,04 - (H_a + \Delta h_a + h_v) > 1,67$$

$$h_v = \frac{P_v}{\bar{w}} \quad ; \quad P_v = 0,02337 \text{ bar (d'apr\u00e8s les tables de vapeur d'eau)}$$

P_v : pression de la vapeur satur\u00e9e

$$\Rightarrow h_v = \frac{0,02337 \cdot 10^5}{999,3 \cdot 9,81} = 0,024 \text{ m}$$

$$\Rightarrow 9,04 - 0,024 - (H_a + \Delta h_a) > 1,67 \text{ m}$$

$$\Rightarrow 7,346 \text{ m} > H_a + \Delta h_a$$

condition de non cavitation : $H_a + \Delta h_a < 7,346 \text{ m}$

CH V CALCUL DES ELEMENTS DE CONSTRUCTION DE LA POMPE

V.1 Calcul de la volute spirale

1.1 Introduction

La volute spirale sert à capter l'eau sortant de la roue et à transformer partiellement son énergie cinétique en énergie de pression.

Une volute spirale correctement tracée, aux parois lisses, associée à un diffuseur, est un excellent élément de sortie du liquide de la roue.

Les pompes à volute spirale assurent des rendements presque aussi élevés que les turbopompes à directrice avec ailettes.

La fig (V.1) représente les sections des spirales les plus fréquemment rencontrées dans la pratique.

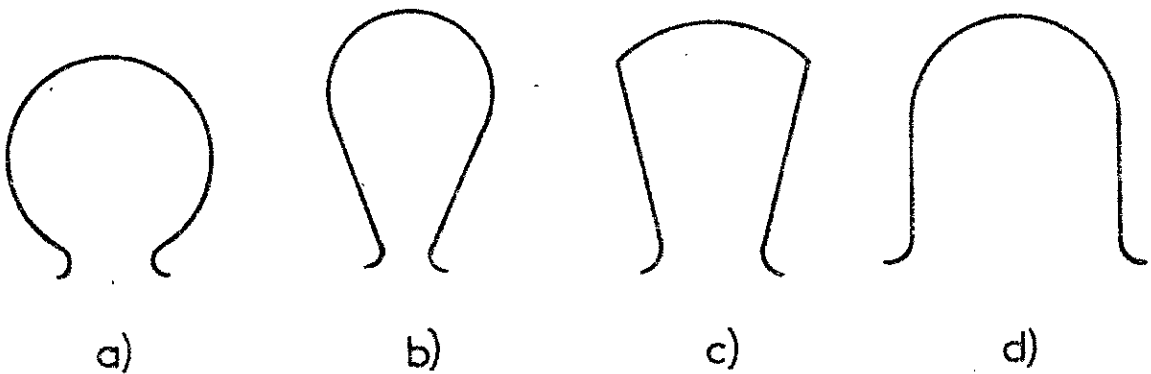


fig V.1

1.2 calcul de la volute fondé sur la supposition d'une vitesse d'écoulement constante

La répartition réelle des vitesses dans la volute n'étant pas conforme à la répartition déterminée suivant le principe de conservation du moment cinétique, et l'influence des pertes dues au frottement étant difficile à prendre en considération, on a été conduit à calculer les sections d'une volute spirale en supposant la vitesse d'écoulement constante dans toutes les sections.

Les sections augmentent donc proportionnellement à l'angle au centre φ . Le rendement des pompes dont la volute spirale a été calculée en supposant constante la vitesse moyenne d'écoulement, diffère peu du rendement des pompes dont la volute a été calculée suivant le principe de conservation du moment cinétique, mais le calcul des dimensions de la volute est, dans le premier cas, bien plus simple.

L'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante peut être appliquée au calcul des volutes spirales de section transversale quelconque.

La vitesse moyenne d'écoulement est calculée au moyen de la formule

$$C_{sp} = K_{csp} \sqrt{2gH} \quad (\text{I-1})$$

où le coefficient expérimental K_{csp} tient compte de la répartition non uniforme des vitesses et les pertes dues au frottement.

La relation entre le coefficient K_{csp} et la vitesse spécifique N_{sp} de la pompe est représentée sur la fig (II-2)

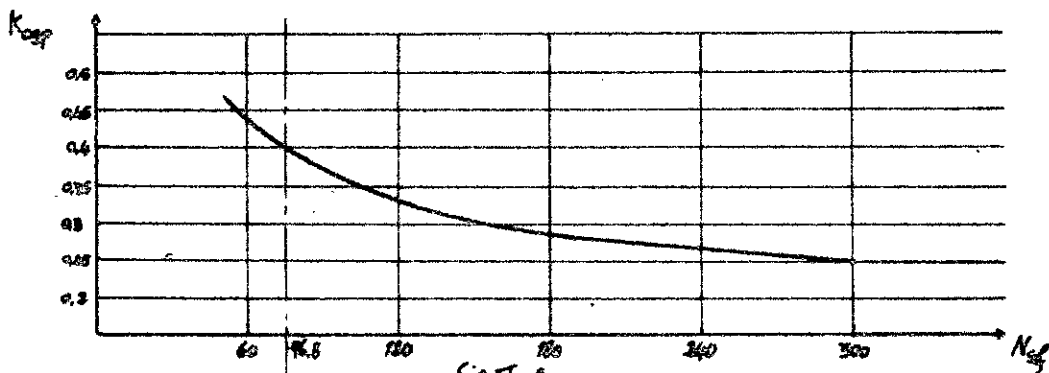


fig II-2

pour $N_{sg} = 76,8 \rightarrow K_{sp} = 0,4$

$$\text{donc } C_{sp} = K_{sp} \sqrt{2gh} = 0,4 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} \approx 8 \text{ m/s}$$

Après avoir trouvé la valeur de C_{sp} , on calcule la section de la Volute pour un angle au Centre γ quelconque, au moyen de la formule:

$$A_{sp} = \frac{Q}{C_{sp}} \quad (\text{I-2})$$

Le débit qui passe dans une section transversale quelconque de la Colimason est proportionnelle à l'angle γ

$$Q_i = Q \cdot \frac{\gamma}{360} \quad (\text{I-3})$$

où γ est l'angle en degré

$$Q_0 = Q \frac{0}{360} = 0$$

$$Q_1 = Q \frac{90}{360} = \frac{Q}{4}$$

$$Q_2 = Q \frac{180}{360} = \frac{Q}{2}$$

$$Q_3 = Q \frac{270}{360} = \frac{3Q}{4}$$

$$Q_4 = Q \frac{360}{360} = Q$$

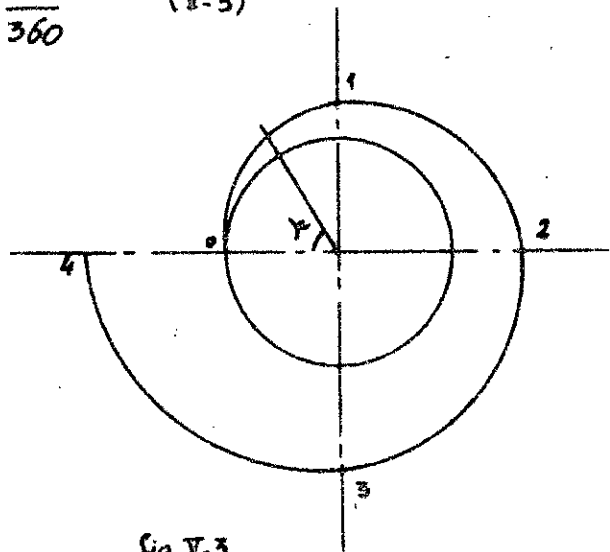


fig I-3

1.3 calcul géométrique de la volute

Le profil d de la figure(I-1) montre une géométrie simple, qui ne peut créer aucun problème au point de vue acheminement du liquide avec les matières en suspension.

pour déterminer la largeur b de la Volute, on suppose qu'à $\gamma = 180$ (moitié du débit passe), la section est un demi cercle de rayon $r = \frac{b}{2}$ donc de section $A_{sp} = \frac{\pi}{2} r^2 = \frac{\pi}{2} \left(\frac{b}{2}\right)^2 \quad (\text{I-4})$

à $\gamma = 180^\circ$, le débit qui passe est $Q_{180} = \frac{Q}{2} = 50 \text{ m}^3/\text{h} = 0,013889 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

de l'équation (I-21) : $A_{sp} = \frac{Q_{180}}{C_{sp}} = \frac{0,013889}{8} = 0,00173611 \text{ m}^2$
 $= 1736,11 \text{ mm}^2$

de l'équation (I-4) : $r = \sqrt{\frac{2 A_{sp}}{\pi}}$
 $= \sqrt{\frac{2 \cdot 1736}{\pi}} = 33,245 \text{ mm}$

$\Rightarrow b = 2r = 66,49 \text{ mm}$

pour les sections de surface inférieures à $1736,11 \text{ mm}^2$ (pour $\gamma < 180^\circ$), on utilise le profil suivant (fig I-4)

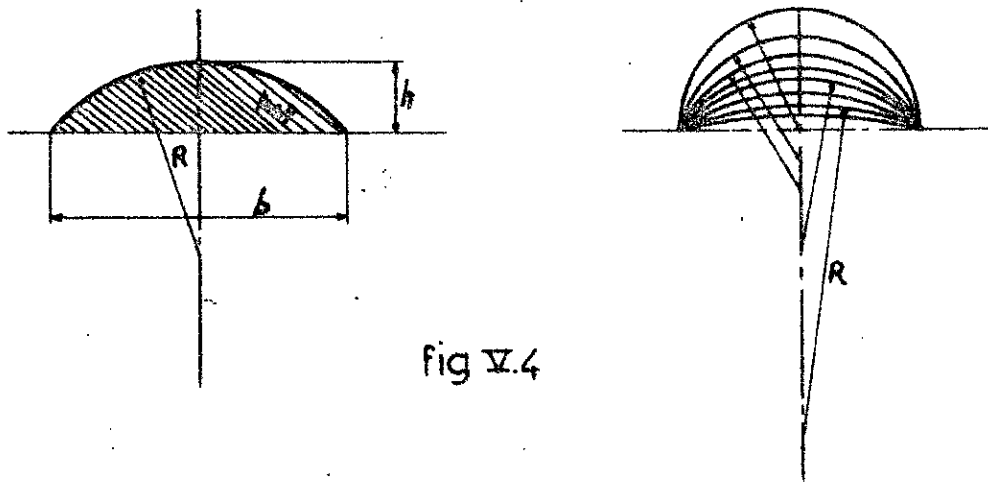


fig I.4

Le rayon R varie entre $R = r$ pour $\gamma = 180^\circ$ et $R = \infty$ pour $\gamma = 0^\circ$ en maintenant la largeur b constante, donc on varie la hauteur h.

d'après la fig(I.5)

$$A_{sp} = \frac{2\pi R^2}{360} \arcsin \frac{b}{2R} - b \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}}$$

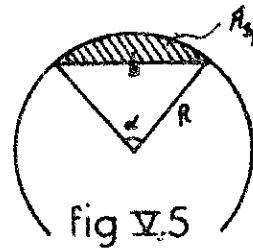


fig I.5

(I.5)

$$h = R - R \cos \frac{\alpha}{2} = R(1 - \cos \frac{\alpha}{2}) \quad (\text{V.6})$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{b}{2R} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \arcsin \frac{b}{2R} \Rightarrow \alpha = 2 \arcsin \frac{b}{2R} \quad (\text{V.7})$$

pour les sections de surface supérieures à $1736,11 \text{ mm}^2$ (pour $\gamma > 180^\circ$),
on utilise le profil suivant (fig V-6)

$$A_{sp} = A'_{sp} + A_{sp180}$$

$$A_{sp180} = 1736,11 \text{ mm}^2$$

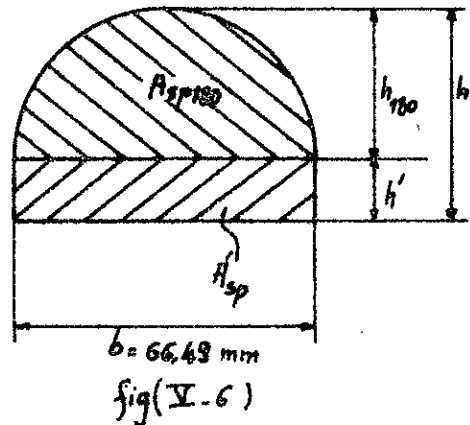
$$h_{180} = 33,245 \text{ mm}$$

$$A'_{sp} = b \cdot h'$$

$$= A_{sp} - A_{sp180}$$

$$\Rightarrow h' = \frac{A_{sp} - A_{sp180}}{b}$$

$$\text{et donc } h = h' + h_{180} = h' + 33,245 \text{ mm}$$



$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h} ; C_{sp} = 8 \text{ m/s} ; b = 66.49 \text{ mm}$$

1.3.1 Dimensions de la section de volute pour $\gamma \ll 180^\circ$

γ°	$Q_i = \frac{Q \cdot \gamma^\circ}{360} \text{ (m}^3/\text{s)}$	$A_{sp} = \frac{Q_i}{C_{sp}} \text{ (mm}^2)$	$R \text{ (mm)}$	$h \text{ (mm)}$
0	0	0	∞	0
5	1,388	48,194	510,00	1,08
10	2,777	96,424	255,80	2,17
15	4,167	144,674	171,30	3,26
20	5,555	192,880	129,70	4,35
25	6,944	241,11	104,80	5,41
30	8,333	289,34	88,52	6,48
35	9,722	337,57	77,08	7,54
40	11,110	385,76	68,65	8,59
45	12,500	434,03	62,21	9,63
50	13,890	482,25	57,12	10,67
60	16,670	578,70	49,88	12,69
70	19,440	675,15	44,02	15,17
80	22,220	771,60	41,58	16,61
90	25,000	868,10	39,16	18,47
100	27,780	964,51	37,37	20,30
110	30,560	1060,96	36,06	22,09
120	33,330	1157,40	35,12	23,80
130	36,110	1253,86	34,42	25,50
140	38,890	1350,31	33,94	27,11
150	41,670	1446,76	33,62	28,61
160	44,440	1543,21	33,39	30,28
170	47,220	1639,66	33,28	31,78
180	50,000	1736,11	33,245	33,245

Tableau V.1

1.3.2 Dimension de la section de volute pour $\gamma > 180^\circ$

$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h} ; \quad C_{sp} = 8 \text{ m/s} ; \quad b = 66.49 \text{ mm}$$

$$h_{180} = 33.245 \text{ mm} ; \quad A_{sp180} = 1736 \text{ mm}^2$$

γ°	$Q_i = \frac{Q \cdot \gamma^\circ}{360}$ (m ³ /h)	$A_{sp} = \frac{Q_i}{C_{sp}}$ (mm ²)	$A'_{sp} = A_{sp} - A_{sp180}$ (mm ²)	$h' = \frac{A'_{sp}}{b}$ (mm)	$h = h' + h_{180}$ (mm)	D (mm)
190	52.78	1832.56	96.45	1.45	34.70	338.87
200	55.55	1929.01	192.90	2.90	36.15	342.48
210	58.33	2025.46	289.35	4.35	37.60	346.08
220	61.11	2121.90	385.79	5.80	39.05	349.64
230	63.89	2218.36	482.25	7.25	40.50	353.17
240	66.66	2314.81	578.70	8.70	41.95	356.64
250	69.44	2411.26	675.15	10.15	43.40	360.57
260	72.22	2507.72	771.61	11.60	44.85	363.46
270	75.00	2604.17	868.06	13.06	46.30	366.77
280	77.77	2700.62	964.51	14.51	47.75	370.05
290	80.55	2797.10	1060.99	15.96	49.20	373.29
300	83.33	2893.52	1157.41	17.41	50.65	376.45
310	86.11	2990.00	1253.89	18.86	52.10	379.60
320	88.88	3086.42	1350.31	20.31	53.55	382.66
330	91.66	3182.87	1446.76	21.76	55	385.61
340	94.44	3279.32	1543.21	23.21	56.45	388.73
350	97.22	3375.77	1639.66	24.66	57.91	391.69
360	100	3472.22	1736.11	26.11	59.36	394.61

Tableau V.2

D : dimension transversale de la Volute.

$$D = h_{\gamma} + h_{\gamma=180} + (1 \div 2) \text{ mm} + d_2 \quad (\text{V.8})$$

ou d_2 est le diamètre extérieur de la roue = 302 mm
et le jeu $J_1 = (1 \div 2) \text{ mm}$, existant entre la roue et le carter ;
prenons $J_1 = 2 \text{ mm}$

$$\text{donc } D = h_{\gamma} + h_{\gamma=180} + 302 \text{ (mm)}$$

La dimension diamétrale Max est pour $\gamma = 180^\circ$

$$D_{\text{Max}} = 33,245 + 59,36 + 302 \approx 394,61 \text{ mm}$$

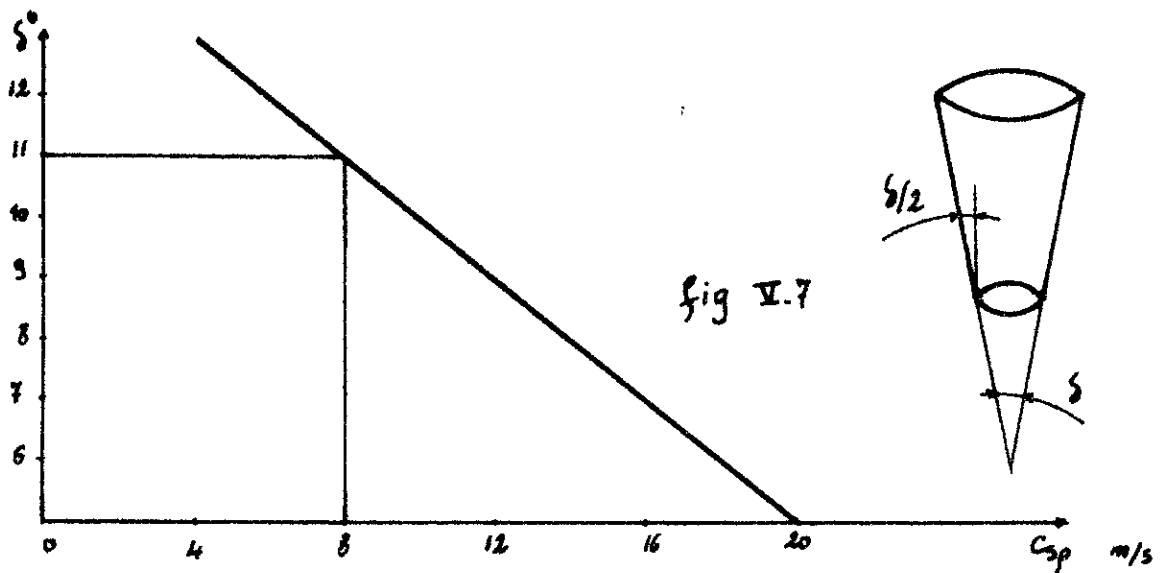
V.2 Calcul du divergent

2.1 introduction

La section terminale de la Volute est généralement inférieure à la section de la tubulure de sortie. Le passage progressif de l'une à l'autre est assuré par un diffuseur qui constitue le prolongement de la volute spirale. C'est dans le diffuseur qu'intervient la transformation finale de l'énergie cinétique du liquide en énergie de pression.

L'angle de divergence δ (fig V.7) ne doit pas dépasser une certaine valeur qui est fonction de la vitesse d'écoulement, ceci afin de prévenir le décollement des veines liquides des parois.

La (fig V.7) représente la relation entre l'angle de divergence Maximum δ et la vitesse d'écoulement du liquide dans la volute spirale (C_{sp}):



pour $C_{sp} = 8 \text{ m/s}$; $\delta = 11^\circ$

2.2 calcul géométrique du divergent

Notons par : ed : entrée divergent

sd : sortie divergent

l'équation de continuité entre ed et sd s'écrit :

$$S_{ed} \cdot V_{ed} = S_{sd} \cdot V_{sd} \quad (\text{V.9})$$

$$S_{sd} = \pi \left(\frac{DNr}{2} \right)^2 = \pi \left(\frac{0.1}{2} \right)^2 = 0.007854 \text{ m}^2$$

$$S_{ed} = \frac{V_{sd}}{V_{ed}} S_{sd} = \frac{3.54}{8} \cdot 0.007854 = 0.0034724 \text{ m}^2$$

$$= 3472.4 \text{ mm}^2$$

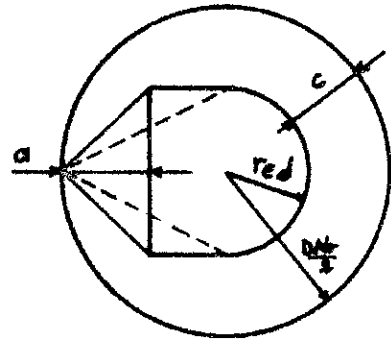
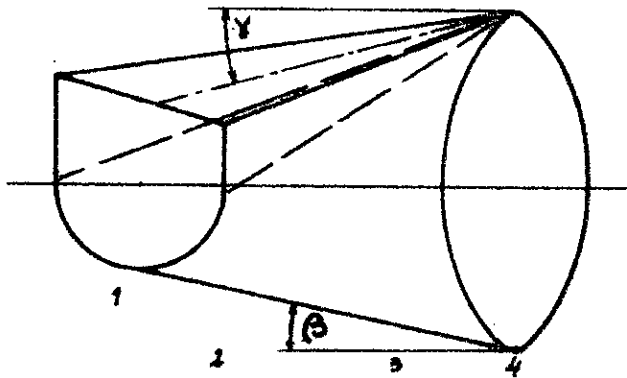
(Valeurs déjà trouvées Tableau V.2).

La section de sortie de la Volute est $A_{sp260} = 3472.4 \text{ mm}^2$
et celle de la sortie du divergent est de 7854 mm^2 .

La section de sortie du divergent est circulaire de rayon

$$r = \frac{DNr}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm}.$$

pour une pompe Lc 100/300 de la société jumomat Schneider, la longueur du divergent est $L = 260 \text{ mm}$



$$r_{ed} = 33,245 \text{ mm}$$

$$\frac{DN_r}{2} = 50 \text{ mm}$$

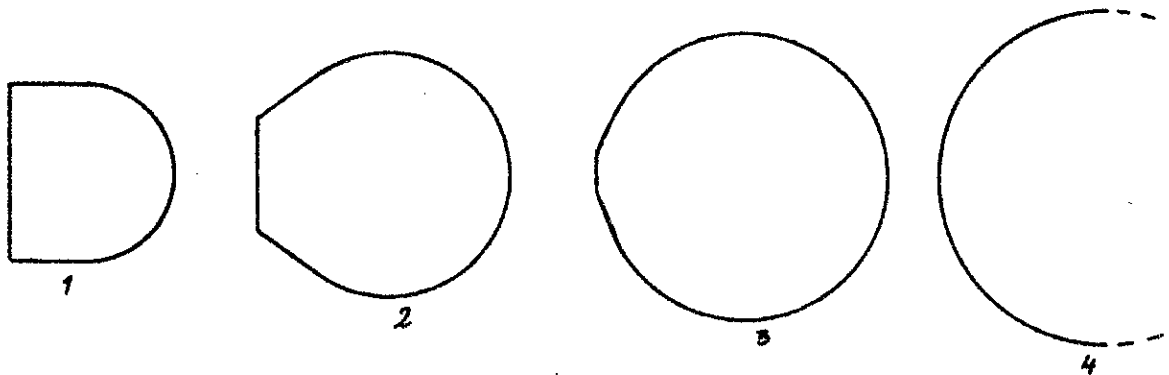


fig V. 8

Les sections 1, 2, 3, 4 prises sur la longueur de la Volute, montrent la géométrie de la Volute.

$$c = \frac{DN_r}{2} - r_{ed}$$

$$\tan \beta = \frac{\frac{DN_r}{2} - r_{ed}}{L} = \frac{50 - 33,245}{260} = 0,0644 \Rightarrow \beta = 3,69^\circ$$

$$a = DN_r - c - h_{360}$$

$$= 100 - (50 - 33,245) - 59,36 = 23,885 \text{ mm}$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{a}{L} = \frac{23,885}{260} = 0,09186 \Rightarrow \gamma = 5,25^\circ$$

d'après la (fig I.7) l'angle δ à ne pas dépasser est fonction de C_{sp}
pour $C_{sp} = 8 \text{ m/s}$ on trouve $\delta = 11^\circ \Rightarrow \frac{\delta}{2} = 5,5^\circ$

$$\text{on remarque que : } \beta < \frac{\delta}{2} ; \gamma < \frac{\delta}{2}$$

donc notre divergent est correctement choisi.

CH VI CALCUL DES PERTES

VII.1 Calcul des pertes hydrauliques ξ_h

Sachant que le rendement hydraulique $\eta_h = \frac{H}{H_{th}}$

Les pertes hydrauliques totales dans la pompe en mètre de fluide véhiculé se calculent par la formule :

$$\begin{aligned}\xi_h &= H_{th} - H & (VI-1) \\ &= 46.15 - 20 = 26.15 \text{ m}\end{aligned}$$

Les pertes hydrauliques comprennent :

- Les pertes par frottement dans la roue, dans la volute et dans le divergent.
- Les chocs dans la roue.

1.1 Pertes par frottement dans la volute ξ_{hv}

La perte totale dans la volute est la somme des pertes dans les n parties de la volute, cette perte a pour expression.

$$\xi_{hv} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{d_i} \frac{c_{sp}^2}{2g} \quad (VI-2)$$

λ_i : le coefficient de résistance dans chaque partie donné par la formule de Mises :

$$\lambda_i = 0.0096 + \frac{1}{\sqrt{d_i}} \left(\sqrt{k} + 1.7 \sqrt{\frac{v}{c_{sp}}} \right) \quad (VI-3)$$

où k est une constante qui est fonction de la rugosité des parois, pour

Les fontes moulées, $\sqrt{K} = 8 \cdot 10^{-3}$

$$d_i : \text{diamètre moyen du tronçon } i ; d_i = \frac{d_j + d_{j+1}}{2} \quad (\text{m}) \quad (\text{VI.4})$$

$$L_i : \text{longueur moyenne du tronçon } i ; L_i = \frac{\pi \cdot D_i}{n} \quad (\text{VI.5})$$

$$\text{avec } D_i = D_3 + d_i \quad (\text{VI.6})$$

$$\text{et } D_3 = d_2 + 2 \text{ mm} = 300 + 2 = 302 \text{ mm.}$$

$$\text{donc } D_i = 302 + d_i \quad (\text{mm}) \quad (\text{VI.7})$$

$$c_{sp} : \text{vitesse moyenne dans la volute} \quad c_{sp} = 8 \text{ m/s}$$

$$\nu : \text{viscosité cinématique de l'eau} \quad \nu = 1 \text{ cst} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

généralement on choisit $n = 24$ parties (tronçons).

$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h} = \frac{100}{3600} \text{ m}^3/\text{s} ; c_{sp} = 8 \text{ m/s}$$

Q_j	$\frac{Q}{24}$	$\frac{3Q}{24}$	$\frac{3Q}{24}$	$\frac{4Q}{24}$	$\frac{5Q}{24}$	$\frac{6Q}{24}$	$\frac{7Q}{24}$
d_j (mm)	13,57	19,19	23,51	27,14	30,35	33,25	35,91
Q_j	$\frac{8Q}{24}$	$\frac{9Q}{24}$	$\frac{10Q}{24}$	$\frac{11Q}{24}$	$\frac{12Q}{24}$	$\frac{13Q}{24}$	$\frac{14Q}{24}$
d_j (mm)	38,59	40,72	42,92	45,01	47,02	48,94	50,78
Q_j	$\frac{15Q}{24}$	$\frac{16Q}{24}$	$\frac{17Q}{24}$	$\frac{18Q}{24}$	$\frac{19Q}{24}$	$\frac{20Q}{24}$	$\frac{21Q}{24}$
d_j (mm)	62,57	54,29	55,96	57,58	59,16	60,70	62,20
Q_j	$\frac{22Q}{24}$	$\frac{23Q}{24}$	$\frac{24Q}{24}$				
d_j (mm)	63,66	65,09	66,49				

tableau VI.1 variation de d_j avec Q_j

Dans l'établissement du tableau (VI-1) on a supposé que la section de volute est circulaire (fig VI-1)

et donc :

$$d_j = 2 \sqrt{\frac{Q_j}{\pi \cdot C_{sp}}} \quad (VI-8)$$

$$Q_j \text{ en m}^3/\text{s} ; C_{sp} \text{ en m/s} \Rightarrow d_j \text{ en m}$$

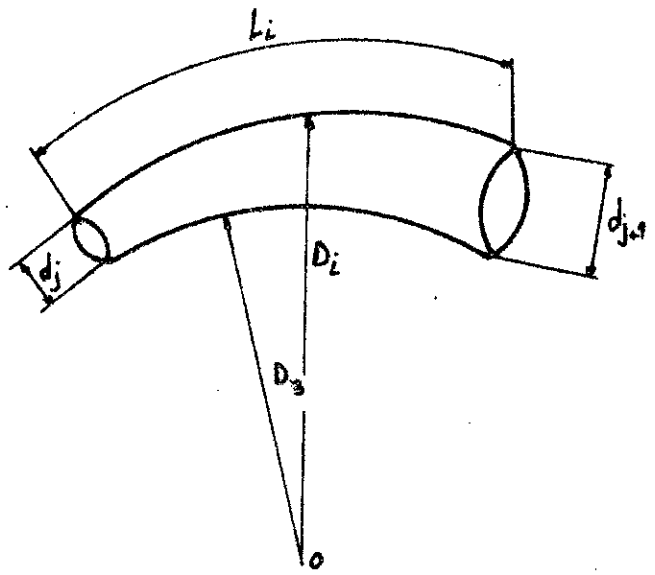


fig (VI-1)

Dans la formule (VI-2) :

$$\frac{C_{sp}^2}{2g} = \frac{8^2}{2 \cdot 9.81} = 3.262 \text{ m.}$$

du tableau VI-2, on voit que les pertes hydrauliques dans la volute :

$$\sum_{hv} = 6.835 \text{ m.}$$

$$\text{on prendra } \sum_{hv} = 7 \text{ m.}$$

$$\frac{C_{sp}^2}{2g} = 3.262 \text{ m} ; \sqrt{K} = 8 \cdot 10^{-2} ; \nu = 1 \text{ cm}^2 ; D_3 = 302 \text{ mm} ; n = 24 ; C_{sp} = 8 \text{ m/s}$$

tranche i	d_i (mm)	γ_i	L_i (mm)	$\sum h_{vi}$ (m)
1	6,785	0,11400	40,42	2,215
2	16,58	0,07680	41,68	0,637
3	21,35	0,06850	42,33	0,443
4	25,32	0,06365	42,85	0,351
5	28,74	0,06033	43,28	0,296
6	31,80	0,05783	43,69	0,259
7	34,58	0,05585	44,06	0,232
8	37,15	0,05422	44,39	0,211
9	39,56	0,05284	44,71	0,195
10	41,82	0,05166	45	0,181
11	43,96	0,05062	45,29	0,170
12	46,02	0,04970	45,56	0,161
13	47,98	0,04887	45,81	0,152
14	49,86	0,04812	46,06	0,145
15	51,67	0,04744	46,30	0,139
16	53,43	0,04681	46,53	0,133
17	55,12	0,04623	46,75	0,128
18	56,77	0,04570	46,96	0,123
19	58,37	0,04520	47,17	0,119
20	59,93	0,04473	47,38	0,115
21	61,45	0,04430	47,58	0,112
22	62,93	0,04389	47,77	0,109
23	64,37	0,04350	47,96	0,106
24	65,79	0,04313	48,14	0,103

tableau vi.2

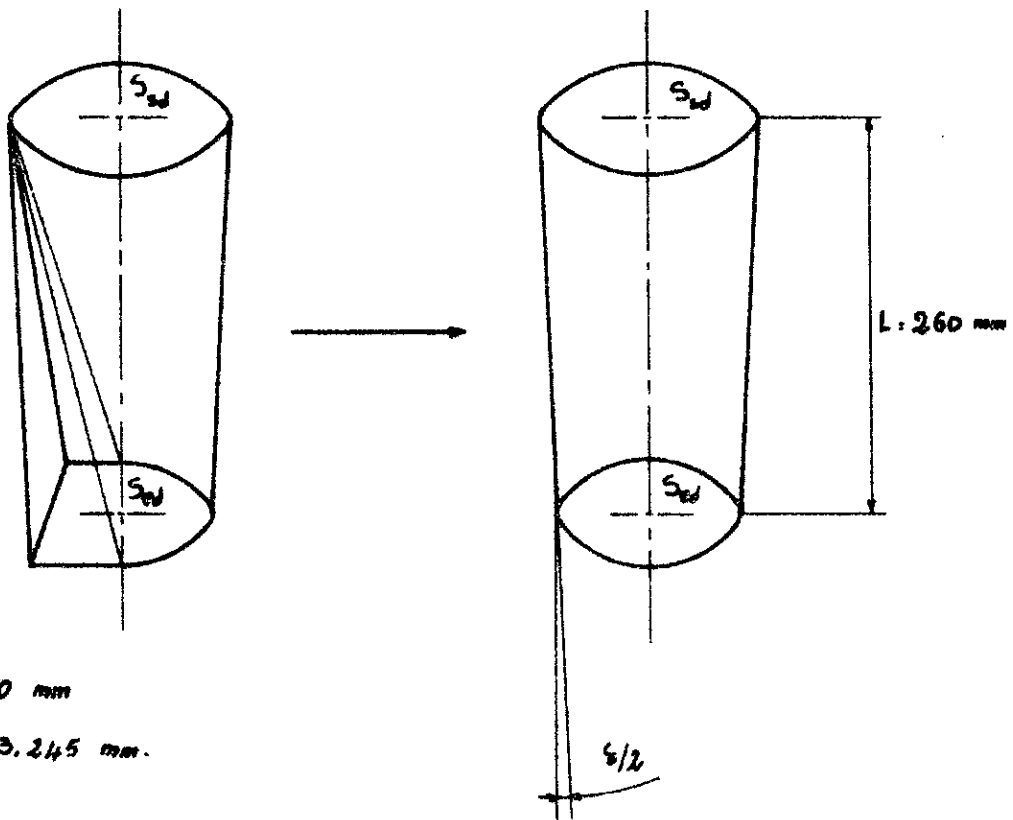
$$\sum_{i=1}^{24} h_{vi} = 6,835 \text{ m}$$

Pertes de charge dans la volute

1.2 Pertes par frottement dans le divergent

Assimilons notre divergent à un cône diffusor de mêmes sections S_{ed} et S_{sd} fig (VI.2)

$$S_{ed} = 0,003472 \text{ m}^2 \quad \text{et} \quad S_{sd} = 0,007854 \text{ m}^2.$$



$$r_{ed} = 50 \text{ mm}$$

$$r_{sd} = 33,245 \text{ mm.}$$

fig (VI.2)

$$\tan \frac{b}{2} = \frac{r_{sd} - r_{ed}}{L} = \frac{50 - 33,245}{260} = 0,06444 \Rightarrow b = 7,4^\circ$$

Les pertes hydrauliques dans le divergent dépendent de l'angle b et de la vitesse à l'entrée du divergent (C_{sp})

Les pertes dans le divergent seront données par l'expression.

$$h'_{hd} = \lambda \frac{C_{sp}^2}{2g} \quad (VI-9)$$

où ρ est un coefficient qui dépend de l'angle δ
d'après l'abaque d'Andres, pour $\delta \approx 7,4^\circ \Rightarrow \rho = 0,08$

$$\text{donc } \xi'_{hd} = 0,08 \frac{\delta^2}{2 \cdot 9,81} = 0,261 \text{ m}$$

Vu la forme complexe du divergent il y aura des pertes hydrauliques par frottements et par chocs, supplémentaires, un coefficient de correction m tient compte de cet effet, et dépend de la complexité de la forme du divergent.
pour notre divergent $m \approx 2$

$$\text{donc } \xi_{hd} = 2 \cdot 0,261 \approx 0,5 \text{ m.}$$

Les pertes hydrauliques totales dans la volute et le divergent vont:

$$\xi_{hv} + \xi_{hd} = 7 + 0,5 = 7,5 \text{ m}$$

Et sachant que les pertes hydrauliques totales dans la pompe sont: de

$$\xi_h = 26,15 \text{ m}$$

Notons par ξ_{hrt} , les pertes hydrauliques par frottements et par chocs dans la roue, et les pertes dans le tourbillon.

$$\xi_{hrt} = \xi_h - (\xi_{hv} + \xi_{hd}) = 26,15 - 7,5 = 18,65 \text{ m}$$

1.3 Calcul de l'augmentation de température du liquide véhiculé

$$\xi_h = 26,15 \text{ m}$$

Nous supposons que toutes les pertes hydrauliques sont transformées en énergie

Calorifique, et que toute cette énergie est absorbée par le liquide.

$$\frac{Q}{\dot{V}_h} = 26,15 \text{ m} = 26,15 \cdot 9,81 = 256,53 \text{ J/Kg.}$$

Donc 1 Kg d'eau absorbe $256,53 \text{ J} = \frac{256,53}{4,185} = 61,37 \text{ cal}$

$$\frac{Q}{\dot{V}_h} = C \cdot \Delta T \quad (\text{VI-10})$$

avec $C = 1000 \frac{\text{cal}}{\text{Kg} \cdot \text{C}^\circ}$ pour l'eau.

$$\text{donc } \Delta T = \frac{\frac{Q}{\dot{V}_h}}{C} = \frac{61,37}{1000} = 0,06137 \text{ }^\circ\text{C}$$

$\Delta T =$ Température de sortie d'eau - Température d'entrée
 Cette augmentation de température est donc négligeable.

VI.2 Calcul des pertes volumétriques

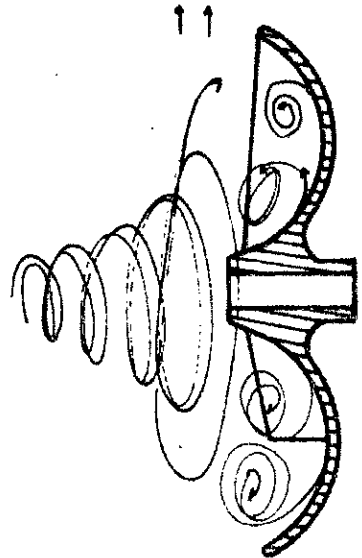
Le rendement volumétrique est de $\eta_v = 0,967$
 le débit interne $Q_i = \frac{Q}{\eta_v} \quad (\text{VI-11})$

$$= \frac{100}{0,967} = 103,41 \text{ m}^3/\text{h}$$

le débit de fuite $Q_f = Q_i - Q \quad (\text{VI-12})$

$$= 103,41 - 100 = 3,41 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ces pertes volumétriques, par fuite, sont des écoulements de retour provoqués par les tourbillons, et des écoulements dans les pressions étanches (pour refroidissement).



VI.3 Calcul des pertes mécaniques

Le rendement mécanique $\eta_m = 0,93$

$$\eta_m = \frac{P_{ax} - P_m}{P_{ax}} \quad (VI-13)$$

P_{ax} : est la puissance sur l'arbre moteur

P_m : est la puissance perdue mécaniquement.

$$P_{ax} = 14 \text{ kW.}$$

$$\text{de (VI-13)} \quad P_{ax} - P_m = \eta_m \cdot P_{ax} \Rightarrow P_m = P_{ax} (1 - \eta_m) \quad (VI-14)$$

$$P_m = 14 (1 - 0,93) = 0,98 \text{ kW}$$

3.1 Energie absorbée par le frottement de disques tournants

L'énergie absorbée par le frottement des disques tournants se manifeste à l'intérieur d'une pompe lors de la rotation de la roue d'une pompe dans un bain liquide. La puissance absorbée pour surmonter la résistance opposée par le frottement des surfaces des disques de la roue est de plusieurs fois supérieure à la puissance absorbée dans les paliers et les presse-étoupe.

La puissance absorbée dans les pompes centrifuges peut être calculée au moyen d'une formule d'approximation.

$$P_{fr} = 2,8 \cdot 10^{-4} \frac{\nu}{g} U_2^3 d_2^2 \quad (VI-15)$$

Où : U_2 est la vitesse périphérique $U_2 = \frac{d_2}{2} \omega = \pi d_2 N / 60$
 et d_2 le diamètre extérieur de la roue
 γ : viscosité cinématique de l'eau $\gamma = 1000 \text{ kgf/m}^3$
 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$$\text{ou aussi : } P_{fr} = 1.25 \cdot 10^{-7} N^3 d_2^5 \quad (\text{KW}) \quad (\text{VI-18})$$

ou N est exprimé en tr/mn et d_2 en m.

$$\text{AN : } P_{fr} = 1.25 \cdot 10^{-7} \cdot (1450)^3 \cdot (0.3)^5 = 0.926 \text{ KW}$$

Parmi les 0.98 KW qui sont perdues par les frottements mécaniques il y a 0.926 KW qui sont perdus uniquement par le frottement de disques tournants, et les $(0.98 - 0.926) = 0.054 \text{ KW} = 54 \text{ W}$ sont perdus dans les paliers et les presse-étoupe.

La puissance perdue par frottement de disques tournants constitue :
 $\frac{0.926}{0.98} = 94.5\%$ des pertes mécaniques totales.

Et la puissance perdue dans les paliers et presse-étoupe constitue :
 $\frac{0.054}{0.98} = 5.5\%$ des pertes mécaniques totales.

CH VII

CALCULS MECANIQUE

VII. 1 Calcul d'arbre

1.1 Calcul à la torsion

L'arbre est soumis à une torsion, le moment de torsion sera déterminé au moyen de la formule

$$M_t = K_t \cdot W \quad (\text{VII-1})$$

où K_t est la contrainte admissible à la torsion en Kgf/m^2 et W le moment de résistance à la torsion d'une section circulaire de diamètre d .

$$W = \pi \cdot d^3 / 16 \quad (\text{VII-2})$$

Le diamètre de l'arbre :

$$d_{ae} \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi K_t}} \quad (\text{VII-3})$$

en tenant compte de la relation :

$$M_t = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot n} \quad (\text{VII-4})$$

on obtient

$$d_{ae} \geq \sqrt[3]{\frac{8}{\pi^2} \frac{P_M}{K_t \cdot n}} \quad (\text{VII-5})$$

où P_M est la puissance du moteur en Kgf m/s et n la vitesse de rotation de l'arbre en tr/sec ; K_t : la résistance à la torsion en Kgf/m^2 ; d_{ae} sera en m .

Comme l'arbre est en permanence en contact avec l'eau, on le choisit en acier inoxydable afin d'éviter sa corrosion. C'est un acier au

Chrome molybdène de nuance 35 CD 4 ; sa résistance minimale à la rupture est $R = 800 \text{ MPa}$ (limite minimale apparente d'élasticité).

La contrainte admissible à la traction est $\sigma_a = \frac{R}{K}$, où K est le coefficient de sécurité qui est fonction du type de sollicitation et du matériau. Pour des sollicitations répétées et connues $K = 4$

$$\text{d'où } \sigma_a = \frac{80}{4} = 20 \text{ daN/mm}^2$$

La contrainte admissible au cisaillement est $K_t = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$

où $\sqrt{3}$ est un coefficient qui est fonction du matériau

$$K_t = \frac{20}{\sqrt{3}} = 11,5 \text{ daN/mm}^2 = 1150 \text{ daN/cm}^2 = 0,115 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_M = 16 \text{ kW} = 16 \cdot 10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = 16 \cdot 10^2 \text{ kgfm/s} = 16 \cdot 10^4 \frac{\text{kgf cm}}{\text{s}} = 16 \cdot 10^4 \cdot 60 \frac{\text{kgf cm}}{\text{min}}$$

$$\text{donc: } d_{ax} \geq \sqrt[3]{\frac{8}{\pi^2} \frac{16 \cdot 10^2 \cdot 60}{0,1150 \cdot 1450}} = 0,017 \text{ m} = 17 \text{ mm}$$

Étant donné la flexion de l'arbre sous l'action du poids de la roue et de la force axiale, et du fait de l'affaiblissement de l'arbre par la rainure de clavette, son diamètre sera considérablement accru à 30 mm, c'est le diamètre le plus faible de l'arbre.

on adoptera un diamètre au niveau des paliers égal à 40 mm, et un épaulement jusqu'à 50 mm.

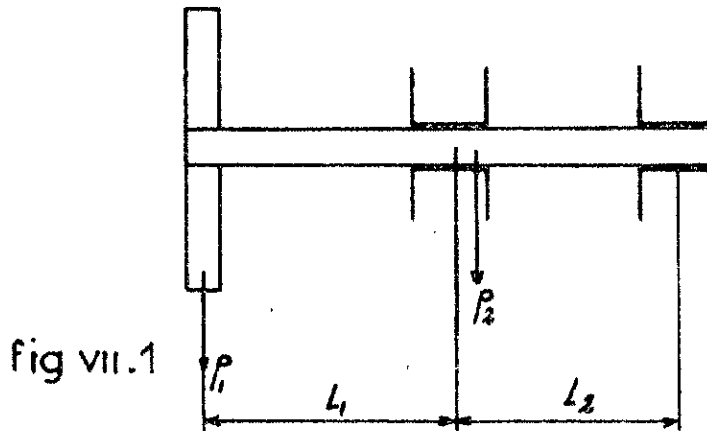
1.2 vérification de l'arbre à la flexion

La méthode de vérification de KOVATS qu'on va utiliser ne tiendra compte

dans la flexion que du poids propre de la roue.

Pour un arbre en porte-à-faux à deux paliers, la vérification à la flexion se fait par la formule :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot L_1}{0,1 \cdot \sigma_0}} \quad (\text{VII-6})$$



P_1 : poids de la roue.

P_2 : poids d'arbre

1.2.1 calcul du poids de la roue P_1

Le poids de la roue P_1 = le poids du flasque + poids d'ailettes avant + poids d'ailettes de décharge.

Pour simplifier négligeons la rainure de clavette et divisons le flasque en deux parties, I et II.

La partie I sous forme d'un arc de cercle de rayon

R_{56} ; la longueur de l'arc est $L = 2\pi R_{56} \cdot \frac{\beta}{360}$

$$\text{ou } \beta = 135^\circ \Rightarrow L = 132 \text{ mm.}$$

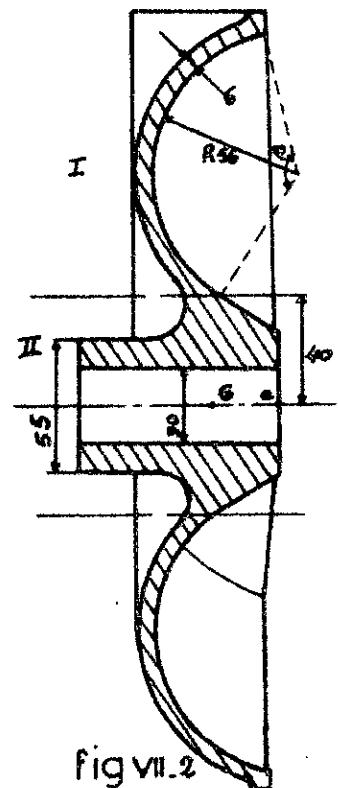
le calcul du poids de la partie I du flasque revient

à calculer le poids d'une couronne fig VII-3.

La densité de la fonte = 7850 kg/m^3

$$P_I = 7850 \pi [(132+40)^2 - 40^2] \cdot 6 \cdot 10^{-9}$$

$$= 4,14 \text{ Kg.}$$



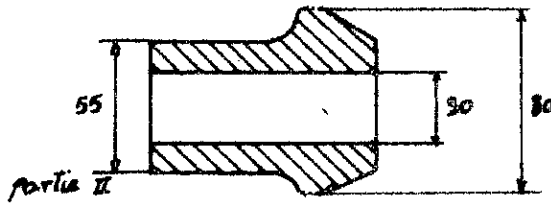


fig VII.4

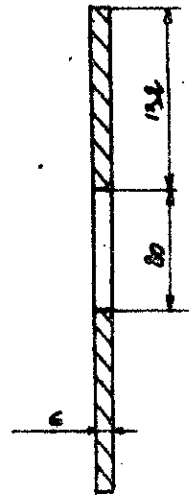


fig VII.3

par planimétrie de la partie II, on peut l'assimiler à un cylindre de ϕ_{EXT} 64 mm et de longueur $L = 70$ mm ; et $\phi_{ALÉSAGE} = 30$ mm.

$$P_{II} = 7850 \cdot \pi [64^2 - 30^2] \cdot 70 \cdot 10^{-9} = 5,5 \text{ Kg}$$

par planimétrie le poids d'une ailette about est 0,14 Kg. et celui d'une ailette derrière 0,09 Kg.

et donc le poids de la roue :

$$P_r = 4,14 + 5,5 + 3(0,14) + 3(0,09) = 10,33 \text{ Kg.}$$

Sachant que le poids de la chemise est 0,27 Kg, ramené à la roue sera de 0,18 Kg

$$\text{prenons } P_1 = 10,5 \text{ Kg.}$$

Revenons à l'équation (VII.6) :

σ_a : la fatigue en Kg/cm^2 (contrainte admissible à la traction)
pour 25 CD4, $\sigma_a = 2000 \text{ Kgf/cm}^2 = 20 \text{ daN/mm}^2$.

$L_1 = 270 \text{ mm}$ (relevée du dessin)

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{10,5 \cdot 27}{0,1 \cdot 2000}} = 1,12 \text{ cm} = 11,2 \text{ mm}$$

$11,2 \text{ mm} < d_{\text{min}} = 30 \text{ mm}$
 donc l'arbre est vérifié à la flexion provoquée par le poids de la roue.

1.2.2 calcul du poids d'arbre.

simplifications : - négligeons les rainures de clavettes

- assimilons le diamètre $\phi 39,5$ au diamètre $\phi 40$

- assimilons la partie filetée au bout d'arbre au diamètre $\phi 30$

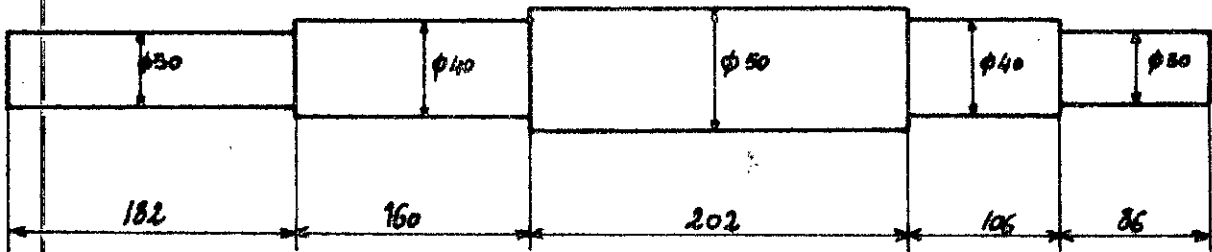


fig VII-5

La densité de l'acier 25CD4 est de 7850 kg/m^3

$$\begin{aligned}
 p_{\text{2}} &= 7850 \pi \left[\left(\frac{0,03}{2} \right)^2 \cdot 0,182 + \left(\frac{0,04}{2} \right)^2 \cdot 0,16 + \left(\frac{0,05}{2} \right)^2 \cdot 0,202 + \left(\frac{0,04}{2} \right)^2 \cdot 0,106 + \left(\frac{0,03}{2} \right)^2 \cdot 0,086 \right] \\
 &= 7850 \pi \left[0,000041 + 0,000064 + 0,0001263 + 0,0000424 + 0,0000194 \right] \\
 &= 1,011 + 1,578 + 3,115 + 1,047 + 0,478 = 7,23 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

1.3 calcul de la flèche

Il est nécessaire de la calculer pour vérifier si les jeux sont suffisants et d'autre part pour déterminer la vitesse critique.
 La flèche est donnée par la relation :

$$f = \frac{P_1 (f_1' + f_2')^2 + P_2 (f_1 + f_2)^2}{P_1 (f_1' + f_2') + P_2 (f_1 + f_2)} \quad (\text{VII.7})$$

Cette formule est donnée par KOVATs pour un arbre monté en porte à faux à deux patiers.

avec :

$$f_1 = \frac{P_2 L_2^2 L_1}{12 E I} \quad (\text{VII-8})$$

$$f_2 = \frac{5 P_2 \cdot L_2^3}{384 E I} \quad (\text{VII-9})$$

$$f_1' = \frac{P_1 (L_1 + L_2) L_1^2}{3 E I} \quad (\text{VII-10})$$

$$f_2' = \frac{P_2 L_2^2 L_1}{24 E I} \quad (\text{VII-11})$$

$P_1 = 10.5 \text{ kg}$; $P_2 = 7.23 \text{ kg}$; $L_1 = 270 \text{ mm}$; $L_2 = 230 \text{ mm}$
(relevés du dessin d'ensemble)

E : le module d'élasticité de l'acier $E = 2.1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$

I : le moment d'inertie $I = \frac{\pi d^4}{64}$ (VII-12)

afin de prendre la flèche maximale on prend $d = 30 \text{ mm}$ pour toute la longueur de l'arbre.

$$I = \frac{\pi \cdot 3^4}{64} = 3.976 \text{ cm}^4$$

on trouve : $f_1 = 1031 \cdot 10^{-6} \text{ cm}$; $f_2 = 137 \cdot 10^{-6} \text{ cm}$

$f_1' = 15279 \cdot 10^{-6} \text{ cm}$; $f_2' = 515 \cdot 10^{-6} \text{ cm}$

La flèche maximale f au bout d'arbre a pour valeur :

$$f = \frac{10,5 (15279 \cdot 10^{-6} + 515 \cdot 10^{-6})^2 + 7,23 (1031 \cdot 10^{-6} + 137 \cdot 10^{-6})^2}{10,5 (15279 \cdot 10^{-6} + 515 \cdot 10^{-6}) + 7,23 (1031 \cdot 10^{-6} + 137 \cdot 10^{-6})}$$

$$= 0,0151 \text{ cm} = 0,151 \text{ mm}$$

1.4 calcul de la vitesse critique

La vitesse critique, c'est à dire pour laquelle la flèche devientra théorique-ment inférieure, est donnée par la formule

$$N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (\text{tr/mn}) \quad (\text{VII.15})$$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ et f : la flèche maximale en mètre

$$\Rightarrow N_{cr} = 9,55 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 10^2}{0,0151}} = 2434 \text{ tr/mn}$$

largement au-dessus de la vitesse de marche 1450 tr/mn.

VII.2 Calcul du corps

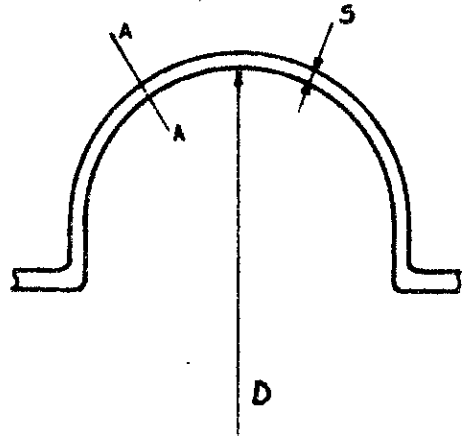
Sur la région d'aspiration du corps est fixé un couvercle avec une tubulure, ou un coude, ou une chambre d'aspiration.

La région de refoulement du corps affecte le plus souvent la forme d'un collecteur à volute qui se termine par le diffuseur.

Un presse-étoupe assure l'étanchéité de l'arbre est placé dans la fosse arrière ou le couvercle du corps.

2.2 calcul de la résistance du corps

Les volutes spirales ont tendance à s'entrainer sous l'effet de la pression intérieure (fig VII-6), de sorte que des contraintes dougereuses se manifestent dans les sections A-A



L'épaisseur des parois de la volute, pour des conditions de travail moyennes, peut être approximativement calculée au moyen de la formule :

$$S = X Y \frac{D \cdot P_0}{200 \cdot R_m} + \Delta S \quad (\text{VII-16})$$

où P_0 est la pression dans la volute calculée au paragraphe (VII-2-1)

$$P_0 = 3,4 \text{ bars} = 3,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$X = 4,5$ pour la fonte moulée (coefficient de sécurité)

Y : un coefficient dépendant du profil du canal (dans le cas d'un profil circulaire $Y \approx 1,6$)

D : la plus grande dimension transversale du canal en mm.

du tableau (I-2), $D = 394,61 \text{ mm}$ (pour $\gamma = 180^\circ; 360^\circ$)

R_m : la résistance à la rupture en kgf/mm^2 , pour la fonte FT25 GS

$$R_m = 300 \text{ daN}/\text{cm}^2 = 3 \text{ kgf}/\text{mm}^2$$

ΔS : la surépaisseur de la paroi due à l'exécution imparfaite du moulage, pour la fonte $\Delta S = 2 \text{ mm}$

$$\text{AN : } S = \frac{4,5 \cdot 1,6 \cdot 394,61 \cdot 3,4}{200 \cdot 3} + 2 \approx 18 \text{ mm}$$

Soit une épaisseur moulable.

VII.3 Etanchéité de l'arbre par presse-étoupe

Les presse-étoupe servent à assurer l'étanchéité de l'arbre à son passage dans la paroi du corps. Ils doivent prévenir toute fuite excessive du liquide le long de l'arbre et interdire les rentrées d'air dans la pompe dans les cas où la pression à l'intérieur du corps est inférieure à la pression atmosphérique. On utilise un presse-étoupe à bouchage mou.

Le presse-étoupe à bouchage mou se compose d'une boîte à garniture dans laquelle sont disposés 4 à 6 anneaux de bouchage mou.

Pour faciliter le montage de ces anneaux sur l'arbre, sans démonter la pompe, chaque anneau comporte l'ouverture O (Fig VII.7)

pour réduire les fuites d'eau à travers les ouvertures O

au minimum. Ces ouvertures ne doivent pas être en face, la disposition la plus utilisée c'est la disposition en forme de 4 (Fig. 7)

Un chapeau ou foulon est indispensable pour serrer le bouchage contre l'arbre.

Le frottement du bouchage contre l'arbre provoque l'échauffement de ce dernier. Le liquide fuyant goutte à goutte du presse-étoupe lubrifie et refroidit l'arbre.

Les pertes d'énergie dues au frottement de l'arbre dans la presse-étoupe sont fonction des facteurs suivants :

- genre et qualité du bouchage
- longueur du presse-étoupe
- qualité de surface de l'arbre
- diamètre et vitesse de rotation de l'arbre

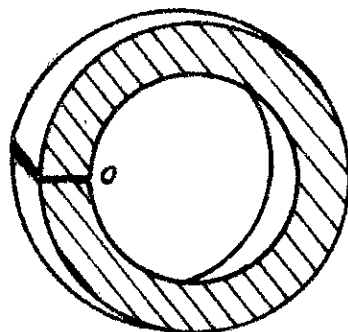


Fig VII.7

- valeur de la pression exercée sur le presse-étoupe
- débit de la fuite par le presse-étoupe

Dans le cas de pression ne dépassant pas 4 kgf/cm^2 (notre cas), l'étanchéement des presse-étoupe ne présente pas de difficultés.

VII.4 Calcul d'équilibrage

4.1 Poussée axiale

par suite du changement de $\pi/2$ de la direction d'écoulement, qui d'axiale devient radiale, il y a une force F_i dans le sens de refoulement

$$F_i = \frac{\gamma}{g} Q_i \cdot C_i = \rho Q_i C_i \quad (\text{VII-17})$$

On suppose que la totalité des particules liquide épouse la forme du flange.

$$\begin{aligned} F_i &= m C_1 \cos d_1 + m C_2 \cos d_2 \quad (\text{VII-18}) \\ &= m (C_1 \cos d_1 + C_2 \cos d_2) \end{aligned}$$

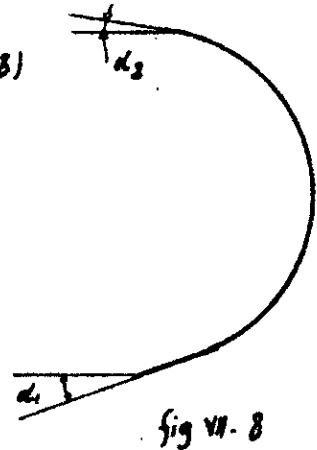
$$m = \frac{100}{3600} \cdot 1000 = 27.77 \text{ kg/sec.}$$

$$C_1 = 5.44 \text{ m/s} ; C_2 = 22.89 \text{ m/s}$$

$$d_1 = 40^\circ ; d_2 = 20^\circ$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_i &= 27.77 (5.44 \cdot \cos 40^\circ + 22.89 \cos 20^\circ) \\ &= 713 \text{ N} = 71.3 \text{ daN.} \end{aligned}$$

Charge relativement faible surtout qu'on a supposé, hypothèse très défa-



- Variable que tout le fluide passe par la roue.

- Dans les roues fixées en porte-à-faux, il faut prendre en considération la force:

$$F_2 = (p_b - p_1) A_{aa} \quad (\text{VII-19})$$

F_2 est de même sens que F_1

p_b : pression barométrique

p_1 : pression absolue à l'entrée de la roue

A_{aa} : la section de l'arbre dans le presse-étoupe, on prendra le diamètre extérieur de chemise d'arbre = 40 mm.

$$\Rightarrow A_{aa} = \pi \left(\frac{0,04}{2} \right)^2 = 0,0012566 \text{ m}^2$$

$$p_b = 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad ; \quad p_1 = 3400 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \Rightarrow p_b - p_1 = 96600 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\text{donc } F_2 = 96600 \cdot 0,0012566 = 121,4 \text{ N} = 12,14 \text{ daN}$$

Toutes les autres forces qui peuvent apparaître dans les autres types de roues sont ici neutralisées par l'existence d'ailettes de décharge.

La poussée axiale résultante dirigée vers le refoulement est:

$$F_0 = F_1 + F_2 = 71,3 + 12,14 = 83,44 \text{ daN}$$

Cette faible poussée axiale est équilibrée par les paliers longitudinaux (paliers de butée).

4.2 Poussée radiale

La poussée radiale, dans les pompes à volute spirale, est produite par la différence de pression sur le périmètre de la volute (fig VII-9)

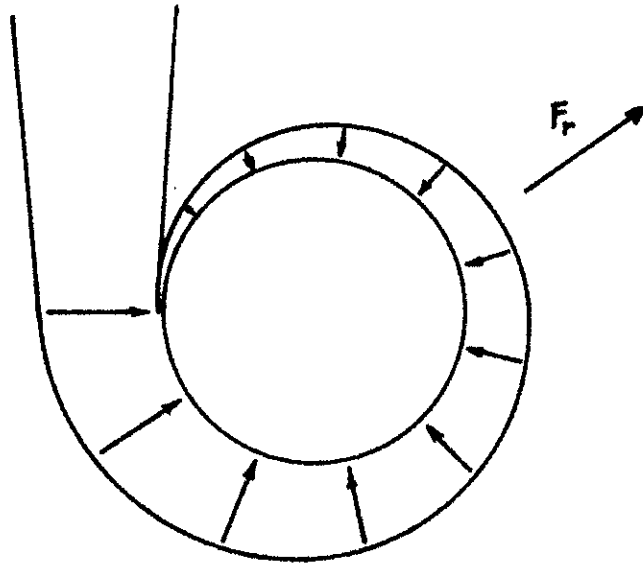


fig VII.9

La répartition non uniforme des pressions à pour cause essentielle, les tourbillons et les courants de retour qui se forment au début de la volute lors de l'écoulement autour de la languette.

La poussée radiale peut être calculée par la formule approximative :

$$F_r = C_r \cdot d_2 \cdot b \cdot p_2 \quad (VII-20)$$

C_r : un coefficient de correction = 0,36

d_2 : ϕ extérieur de la roue = 300 mm

b : largeur de la volute = 66,49 mm

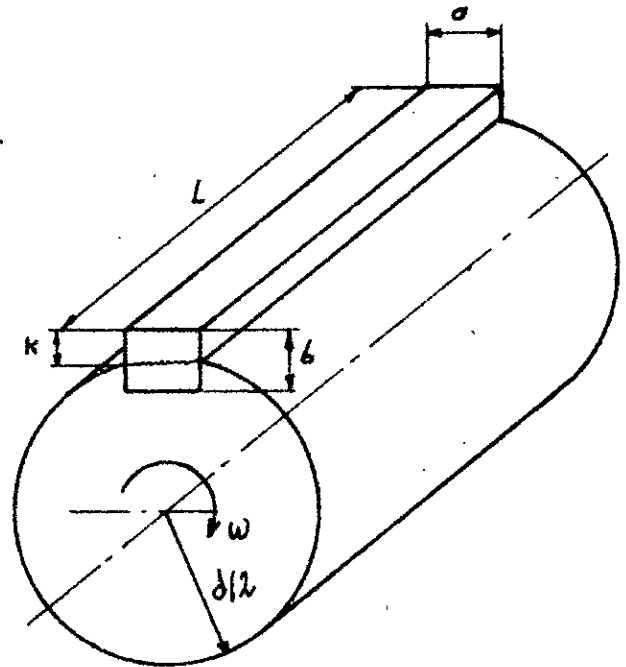
p_2 : pression régnant à la sortie de la roue = 2,534 bars

$$A.N \Rightarrow F_r = 0,36 \cdot 0,3 \cdot 0,06649 \cdot 2,534 \cdot 10^5 = 1819,6 N \\ = 181,96 \text{ daN.}$$

Cette force radiale ne poussera pas la roue ; vu que cette dernière est logée dans un renforcement circulaire dans le cocteur, ce qui permet un fonctionnement sans vibrations. Cette force se trouve dans la volute, et donc une bonne fixation de celle-ci permettra de vaincre cette force.

VII.5 Calcul de la clavette

En vu de facilité de montage et démontage, on choisit un clavetage libre. Sous l'action du moment de torsion M_t transmis par l'assemblage, les surfaces actives de la clavette sont soumises à une force de compression répartie uniformément sur les surfaces latérales. La résultante de cette pression peut être déterminée par la formule



$$F_z = \frac{2 \cdot M_t}{d} \quad (\text{VII-21})$$

fig VII - 10

Cette force F_z provoque la contrainte de compression sur la surface active et la contrainte de cisaillement dans la section longitudinale, donc il faut vérifier la clavette au cisaillement et au matage.

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot k \cdot l_p} \leq R_{\text{comp}} \quad (\text{VII-22})$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot a \cdot l_p} \leq R' \quad (\text{VII-23})$$

où l_p est la longueur active de la clavette (longueur pratiquée)

$$\Rightarrow k \cdot l_p \geq \frac{2 M_t}{d \cdot R_{\text{comp}}} \quad ; \quad a \cdot l_p \geq \frac{2 M_t}{d \cdot R'}$$

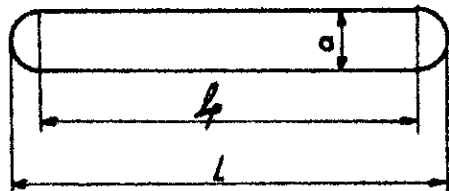
on choisit une clavette de forme A (fig VII.11) en acier inoxydable avec:

$$R_{\text{comp}} = 1000 \text{ MPa (daN/cm}^2\text{)} ; \text{ et } R = 0,7 R_{\text{comp}} = 700 \text{ daN/cm}^2$$

$$l_p = L - 2\left(\frac{a}{2}\right) = L - a$$

$$M_t = \frac{P_M \cdot 60}{2\pi N} = \frac{16 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1450}$$

$$= 105,37 \text{ N.m}$$



$$d = 30 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow K l_p \geq \frac{2 \cdot 105,37}{0,03 \cdot 10000 \cdot 10^4} \approx 70 \text{ mm}^2$$

$$a l_p \geq \frac{2 \cdot 105,37}{0,03 \cdot 7000 \cdot 10^4} \approx 100 \text{ mm}^2$$

$$\text{on prendra } K = \frac{b}{2} \Rightarrow b \cdot l_p \geq 140 \text{ mm}^2$$

$$a l_p \geq 100 \text{ mm}^2 ; b l_p \geq 140 \text{ mm}^2$$

on adopte une clavette parallèle, forme A, de 10 x 8 x 71

$$a = 10 \text{ mm} ; b = 8 \text{ mm} ; L = 71 \text{ mm.}$$

VII.6 Calcul des roulements

Vu que l'arbre est monté en porte à faux, et qu'on a besoin d'un roulement à butée, puisque l'arbre est soumis à des charges axiales et radiales ; On choisit un roulement à deux rangées de billes, à contact oblique, avec encoches de remplissage.

Ces roulements supportent des charges radiales assez importantes et des

Charges axiales alternées, leurs vitesses de rotation admissible sont plus faibles que celles des roulements à une rangée de billes; Ils demandent une très bonne coaxialité des portées de l'arbre d'une part et des alésages des logements d'autre part.

Le diamètre intérieur du roulement étant fixé à 40 mm, le type de roulement étant choisi à partir de ses possibilités de de ses conditions de montage, il reste à déterminer ces dimensions.

On procède à partir des éléments suivants:

- vitesse de rotation en tr/mn
- charge dynamique équivalente P en daN
- la durée nominale L_h en heures de fonctionnement.
- les dimensions en calculant la charge dynamique de base C

Ces différents éléments sont liés par les relations suivantes.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^K \quad ; \quad L_h = \frac{16666}{N} \left(\frac{C}{P}\right)^K \quad (\text{VII-24})$$

L : durée nominale en millions de tours

L_h : " " " heures de fonctionnement.

N : vitesse de rotation en tr/mn

C : charge dynamique de base en daN

P : " " équivalente en daN

$K = 3$ pour les roulements à billes.

La charge dynamique équivalente est donnée par la relation

$$P = X V F_r + Y F_a \quad (\text{VII-25})$$

où: F_r : charge radiale en daN.

F_a : charge axiale en daN

X : facteur radial, un coefficient qui varie suivant que la charge est tournante ou fixe sur la bague intérieure.

ξ : facteur axial, un coefficient de conversion de la charge axiale en charge radiale.

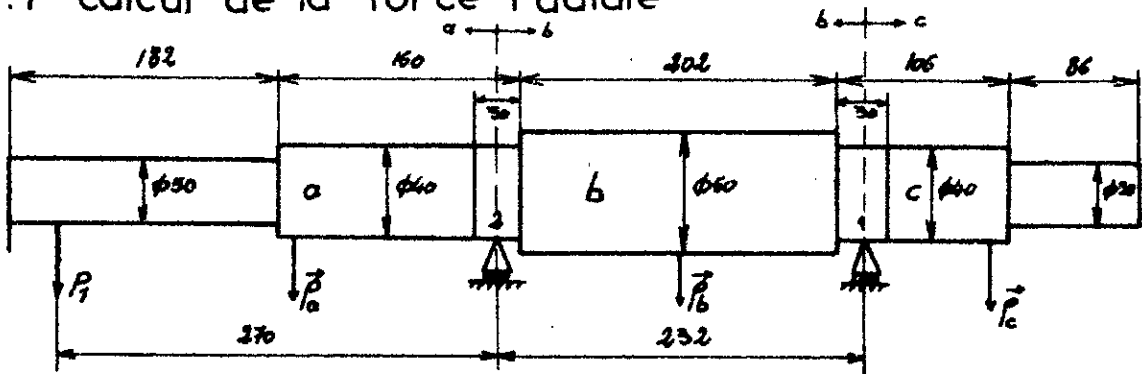
V : facteur de rotation

Dans les roulements à deux rangées de bille à contact oblique, c'est la bague intérieure qui tourne avec l'arbre, dans ce cas $V=1$.

on prend la série des roulements à deux rangées de billes à contact oblique N° 32.

d'après catalogue SKF, pour 40BE32, et avec une charge tournante sur bague intérieure, $X=1$; $\xi=2,8$

6.1 calcul de la force radiale



P_1 = poids de la roue + poids de la chemise ramené au centre de gravité de la roue, $P_1 = 10,5$ kg.

divisons l'arbre en 3 parties: a, b, c

la partie a, à gauche de l'appui 2

la partie b entre les appuis 1 et 2

la partie c, à droite de l'appui 1

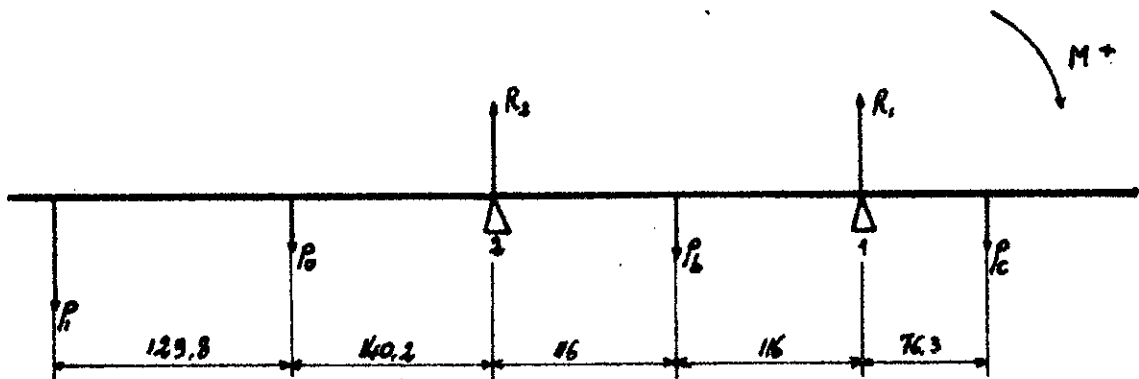
$$P_a = 2,441 \text{ kg} \quad ; \quad P_b = 3,411 \text{ kg} \quad ; \quad P_c = 1,376 \text{ kg}.$$

centres de gravité de a, b, c.

$$X_a = 140,2 \text{ mm} \quad \text{à gauche de 2}$$

$$X_b = 116 \text{ mm} \quad \text{à droite de 2 (à gauche de 1)}$$

$$X_c = 76,3 \text{ mm} \quad \text{à droite de 1}$$



Bilan des forces:

$$\begin{aligned} R_1 + R_2 &= P_a + P_b + P_c = 10,5 + 2,441 + 3,411 + 1,376 \\ &= 17,728 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

Bilan des moments:

$$\begin{aligned} \text{par rapport à 2} \quad : 0 &= -270 \cdot 10,5 - 140,2 \cdot 2,441 + 116 \cdot 3,411 - 232 R_1 + 308,3 \cdot 1,376 \\ &\Rightarrow R_1 = -10,16 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{par rapport à 1} \quad : 0 &= 76,3 \cdot 1,376 - 116 \cdot 3,411 + 232 R_2 - 372,2 \cdot 2,441 - 502 \cdot 10,5 \\ &\Rightarrow R_2 = 27,89 \text{ kgf.} \end{aligned}$$

$$\text{Vérification} \quad : R_1 + R_2 = -10,16 + 27,89 = 17,73 \text{ kgf.}$$

Le roulement N° 1 côté moteur est sollicité par la force radiale

$$F_{r1} = R_1 = 10,16 \text{ kgf} = 10,16 \cdot 9,81 = 99,67 \text{ N} = 9,967 \text{ daN}$$

et par la force axiale $F_a = 83,44 \text{ daN}$

Et le roulement N° 2 côté roue n'est sollicité que par une force radiale

$$F_{r2} = R_2 = 27,89 \text{ kgf} = 27,36 \text{ daN.}$$

6.2 calcul de la charge dynamique équivalente :

$$P_1 = F_{r1} + 2,8 F_a = 9,967 + 2,8 (83,44) = 243,6 \text{ daN}$$

$$P_2 = F_{r2} = 27,36 \text{ daN}$$

On suppose que la pompe travaille 8 heures par jour, et pas constamment en marche, donc ce cas le coefficient de durée $f_h = 3$ (donné par SKF)

L_h : durée nominale théorique en heures de fonctionnement sous tension compte du coefficient de durée f_h . ($f_h = 1$)

L'_h : durée nominale pratique en heures de fonctionnement

$$L'_h = \frac{L_h}{f_h} \quad (\text{VII-26})$$

on a choisit deux roulements à deux rangées de billes à contact oblique avec encoche de remplissage de ϕ intérieure 40 mm de série 32, de désignation 40 BE 32 X ; pour ces roulements la charge dynamique de base

$$C = 3800 \text{ daN.}$$

$$L'_h = \frac{16666}{N \cdot f_h} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{VII-27})$$

$$L'_h = \frac{16666}{1450 \cdot 3} \left(\frac{3800}{243,6} \right)^3 = 14543 \text{ heures de fonctionnement}$$

et sa durée nominale en millions de tours $L'_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{C}{P} \right)^3$

$$L_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{3800}{243.6} \right)^3 = 1265.3 \text{ millions de tours}$$

on suppose que le nombre des jours de travail = 300 j/an

$$L_{h_1} = \frac{14543}{8 \cdot 300} = 6 \text{ années}$$

Ce roulement (N:1) encourra d'éventuels efforts axiaux du à l'accou-
-plement.

$$L_{h_2} = \frac{16666}{1450 \cdot 3} \left(\frac{3800}{27.36} \right)^3 = 10264661 \text{ heures de fonctionnement}$$

$$= \frac{10264661}{8 \cdot 300} = 4277 \text{ années}$$

Ce roulement (N:2) est pratiquement insurable

6.3 dimensions du roulement 40BE 32 x

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$B = 30.2 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$C_0 (daN) = 3200$$

$$C (daN) = 3800$$

$$N_{max} (tr/mm) = 6000$$

VII.7 Tableau des matériaux

volute	fonte FT25 G.S
roue	FT 20
chevalet	FT 20
arbre	25CD4
clavettes	35MF6
anneaux d'étanchéité	tresse amiante graphitée
chemise d'arbre	Cu Sn 12
douille	Cu Sn 12
fouloir	FT 20
corps d'aspiration	FT 25
couvercle de roue	A 56

CH VIII

CALCUL DES JEUX

A partir des chaînes de cotes établies à la fig VIII.1, on peut calculer les jeux fonctionnels ; Les cotes nécessaires à ce calcul sont les suivantes :

$$A = 270 \begin{matrix} +0,2 \\ -0,1 \end{matrix}$$

$$B = 1 \begin{matrix} +0,1 \\ 0 \end{matrix}$$

$$C = 4,7 \begin{matrix} 0 \\ -0,1 \end{matrix}$$

$$D = 30,2 \begin{matrix} +0,12 \\ 0 \end{matrix}$$

$$E = 202 \begin{matrix} 0,1 \\ 0 \end{matrix}$$

$$F = 302 \begin{matrix} +0,2 \\ 0 \end{matrix}$$

$$G = 300 \begin{matrix} 0 \\ -0,2 \end{matrix}$$

$$H = 430$$

$$I = 155$$

$$K = 33,25$$

$$L = 60$$

$$M = 90 \begin{matrix} +0,2 \\ 0 \end{matrix}$$

$$N = 362$$

$$P = 45$$

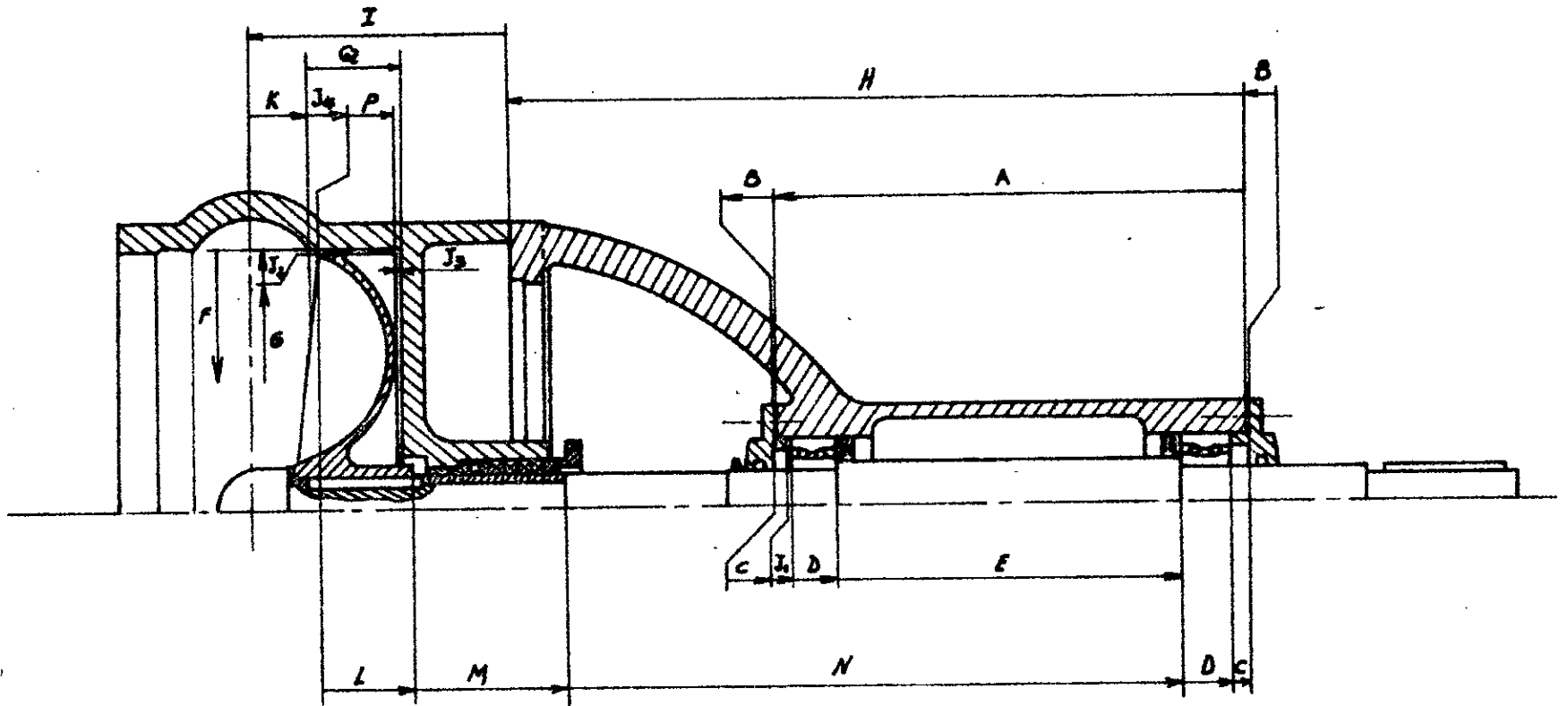
$$Q = 54$$

Remarque : on a négligé les jeux de contact en vu de leurs faibles valeurs par rapport aux jeux fonctionnels de la pompe.

chaîne de cotes N°1

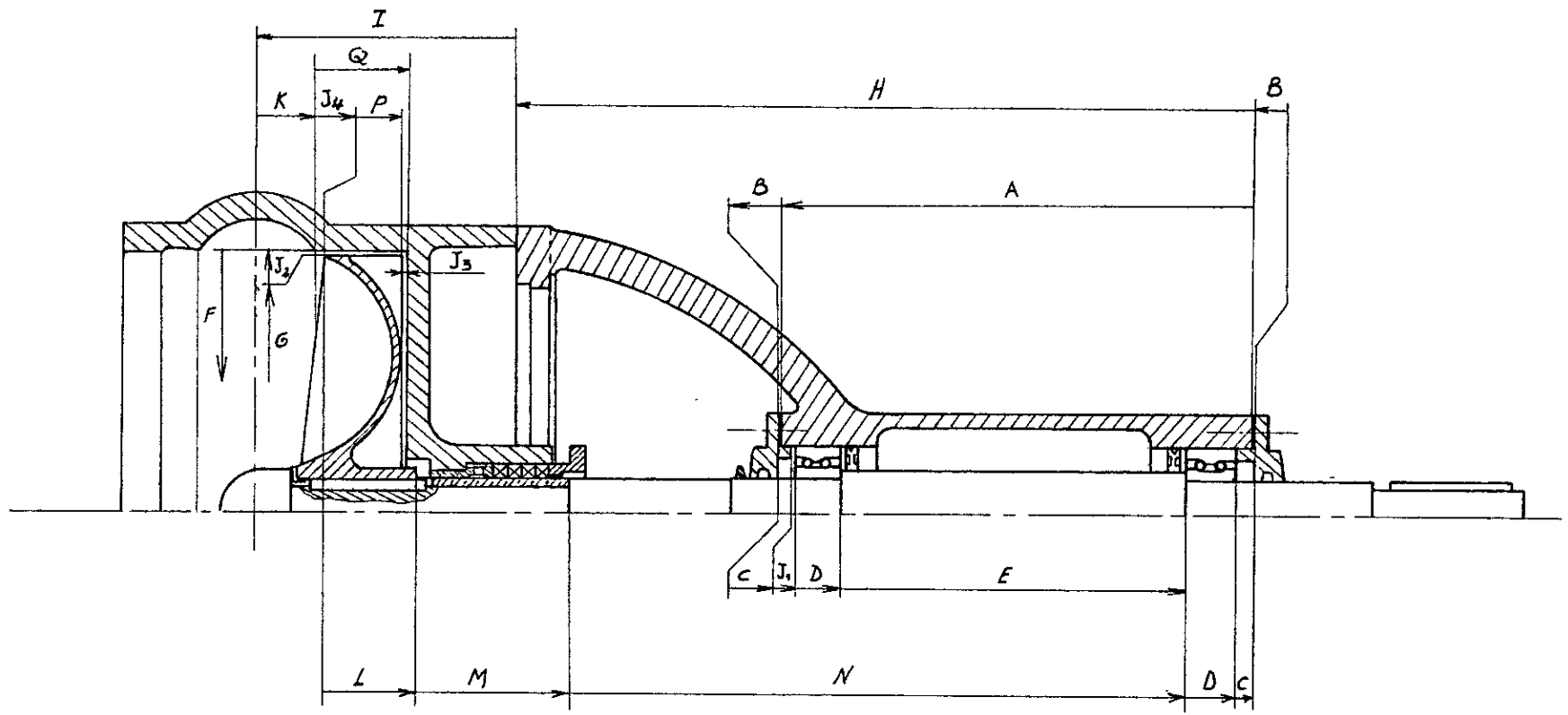
$$A + 2B = 2C + 2D + E + J_1$$

$$\Rightarrow J_1 = A + 2B - 2C - 2D - E$$



chaines des cotes de la pompe LC 100/300

fig VIII.1



chaînes des cotes de la pompe LC 100/300

fig VIII.1

$$J_{1 \text{ nom}} = 270 + 2(1) - 2(4,7) - 2(30,2) - 202 = 0,2 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} J_{1 \text{ Max}} &= A_{\text{Max}} + 2 B_{\text{Max}} - 2 C_{\text{min}} - 2 D_{\text{min}} - E_{\text{min}} \\ &= (270 + 0,2) + 2(1 + 0,1) - 2(4,7 - 0,1) - 2(30,2 - 0,12) - (202 - 0,1) \\ &= 1,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_{1 \text{ min}} &= A_{\text{min}} + 2 B_{\text{min}} - 2 C_{\text{max}} - 2 D_{\text{max}} - E_{\text{Max}} \\ &= (270 + 0,1) + 2(1) - 2(4,7) - 2(30,2) - 202 \\ &= 0,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{donc } J_1 = 0,2 \begin{matrix} +0,14 \\ +0,1 \end{matrix} = 0 \begin{matrix} +0,14 \\ +0,3 \end{matrix}$$

chaîne de cotes N°2

$$B + H + I = K + J_4 + L + M + N + D + C$$

$$\Rightarrow J_4 = B + H + I - K - L - M - N - D - C$$

$$\begin{aligned} J_{4 \text{ nom}} &= B_{\text{nom}} + H_{\text{nom}} + I_{\text{nom}} - K_{\text{nom}} - L_{\text{nom}} - M_{\text{nom}} - N_{\text{nom}} - D_{\text{nom}} - C_{\text{nom}} \\ &= 1 + 430 + 155 - 33,25 - 60 - 90 - 362 - 30,2 - 4,7 \\ &= 5,85 \end{aligned}$$

La valeur J_4 joue faiblement sur le rendement de la pompe, cette dimension J_4 est indispensable dans les pompes à roue tourbillon, sa valeur est en général: de 3 à 6 mm.

chaîne de cote N°3

$$F = G + 2J_2 \quad \Rightarrow \quad J_2 = \frac{F - G}{2}$$

$$J_{2\text{nom}} = \frac{F_{\text{nom}} - G_{\text{nom}}}{2} = \frac{302 - 300}{2} = 1 \text{ mm}$$

$$J_{2\text{max}} = \frac{F_{\text{max}} - G_{\text{min}}}{2} = \frac{(302 + 0,2) - (300 - 0,2)}{2} = 1,2 \text{ mm.}$$

$$J_{2\text{min}} = \frac{F_{\text{min}} - G_{\text{max}}}{2} = \frac{(302 - 0) - (300 + 0)}{2} = 1 \text{ mm.}$$

donc $J_2 = 1 \begin{smallmatrix} +0,2 \\ 0 \end{smallmatrix}$

La valeur de J_3 est dépendante de J_4 , d'où :

$$Q = J_4 + P + J_3$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow J_3 &= Q - J_4 - P \\ &= 54 - 5,85 - 45 = 3,15 \text{ mm.} \end{aligned}$$

CONCLUSION

Nous venons d'achever l'étude d'une pompe Lc 100/300, qui utilise le tourbillon dans l'évacuation du liquide chargé avec divers déchets. Cette pompe comporte aussi bien des avantages que des inconvénients; Sa qualité première étant de faire passer un liquide très chargé, son inconvénient primaire c'est le faible rendement, il n'est que de 39%, bien que le tourbillon consomme beaucoup d'énergie.

Dans cette étude on s'est inspiré des solutions technologiques et des éléments de construction utilisés au complexe industriel de Berrouaghia en vue d'une réalisation future.

L'étude d'étanchéité d'arbre n'est pas sévère, un réglage du débit de fuites (pour refroidissement de presse - étoupe et de l'arbre) est assuré par le serrage réglable du fouloir.

Nous souhaitons que ce projet soit complété par l'étude électrique, technico-économique, et approfondie l'étude constructive de la pompe en vue d'une réalisation future.

Il sera aussi intéressant d'étudier les caractéristiques de la pompe sur un banc d'essai et d'en rapporter des corrections si cela est nécessaire.

BIBLIOGRAPHIE

- A. de KOVATS *pompes , ventilateurs , compresseurs*
G. DESMUR *centrifuges et Axiaux*
- DUNOD paris 1962
- A.J. STEPANOFF *pompes centrifuges et pompes hélices*
- DUNOD paris 1961
- M SEDILLE *Turbo-machines hydrauliques et thermiques*
 Tome 1: mécanique des fluides incompressible
 Tome 2: pompes centrifuges et axiales
- MASSON paris 1966
- L. DUCROS *pompes hydrauliques et appareils elevatoires*
- A.T. TROSKOLAŃSKI *Les turbopompes*
 Théorie - tracé - construction
- EYROLLES paris 1977
- COURS : CM4 _ MHP _ MTH 2,3 _ CM2 _ CM3 (metr)

A. CHEVALIER

Guide du dessinateur industriel

HACHETTE paris 1980

G. MAILLARD

La résistance des matériaux

A. CASTEILLA paris 1976

SKF Roulements, Butées, paliers
catalogue N° 256

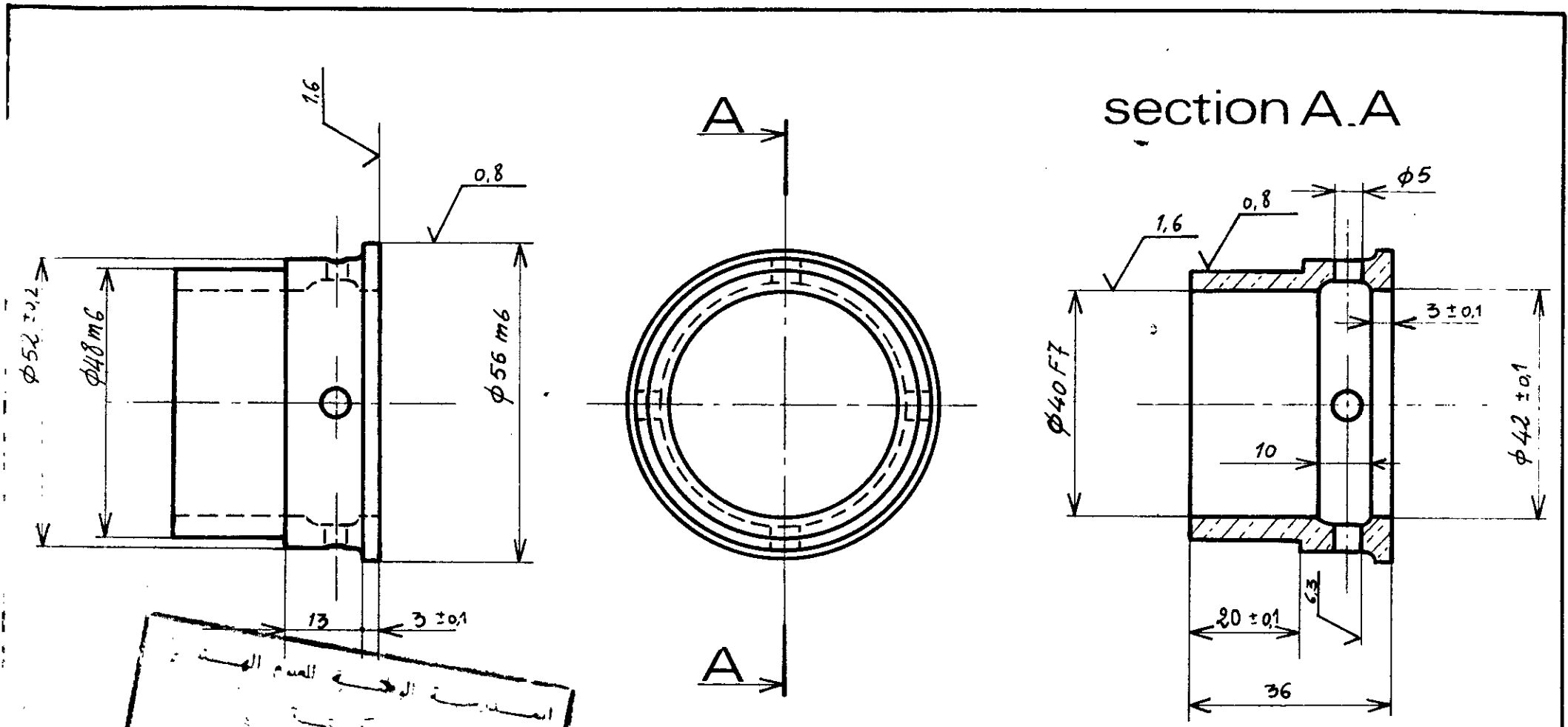
SKF paris 1950

catalogue N° 2, Jeumont-Schneider

pompes monocellulaires pour liquides chargés

catalogue Turo Gamme T, Nouvelle génération, FlyOT

pompes horizontales et verticales pour
liquides chargés.



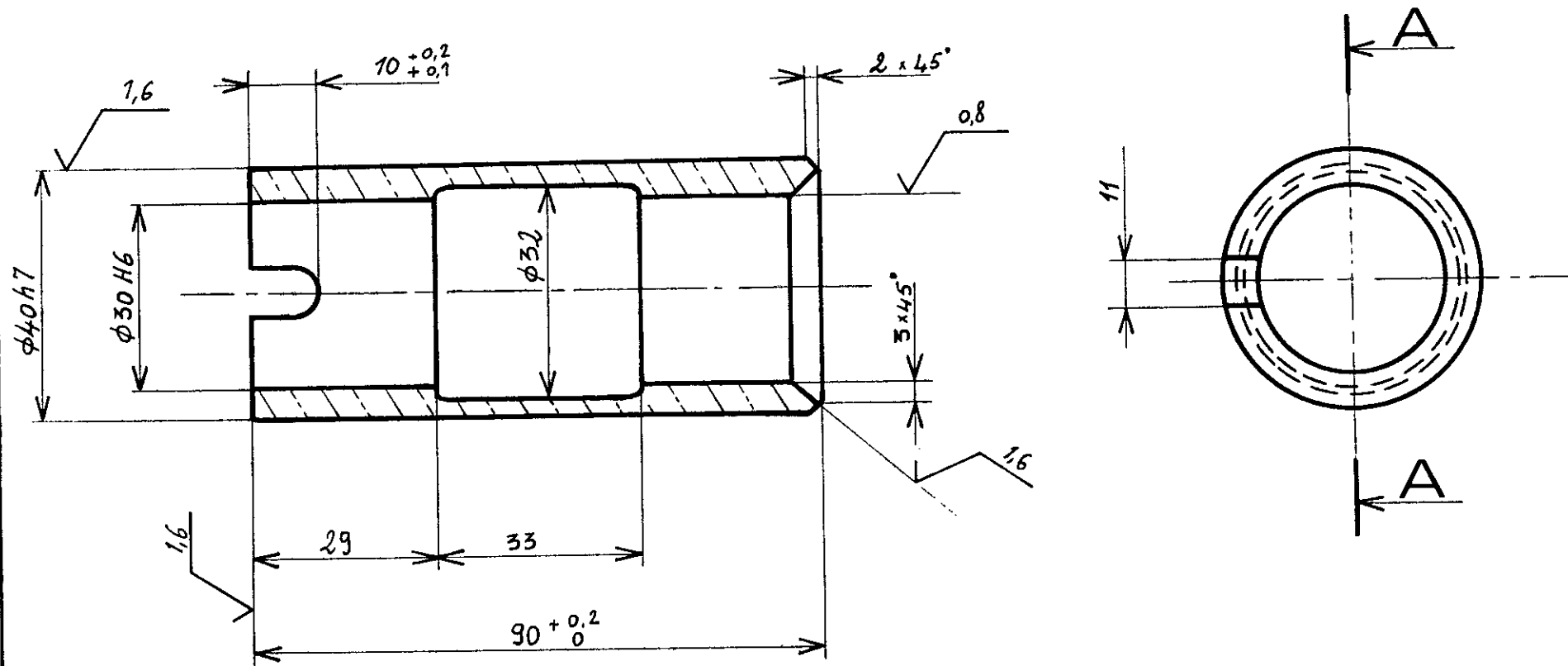
المكتبة الوطنية
 للمهندسين

 EC. LE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

Ecole nationale polytechnique d'Alger			
Ech 1:1			DOUILLE
Dessiné	16.12.84	BOUARROUDJ	
Verifié	18.12.84	PIEROZAK	dép: mécanique
A4			Cu Sn 12
			P.L.C.1.0

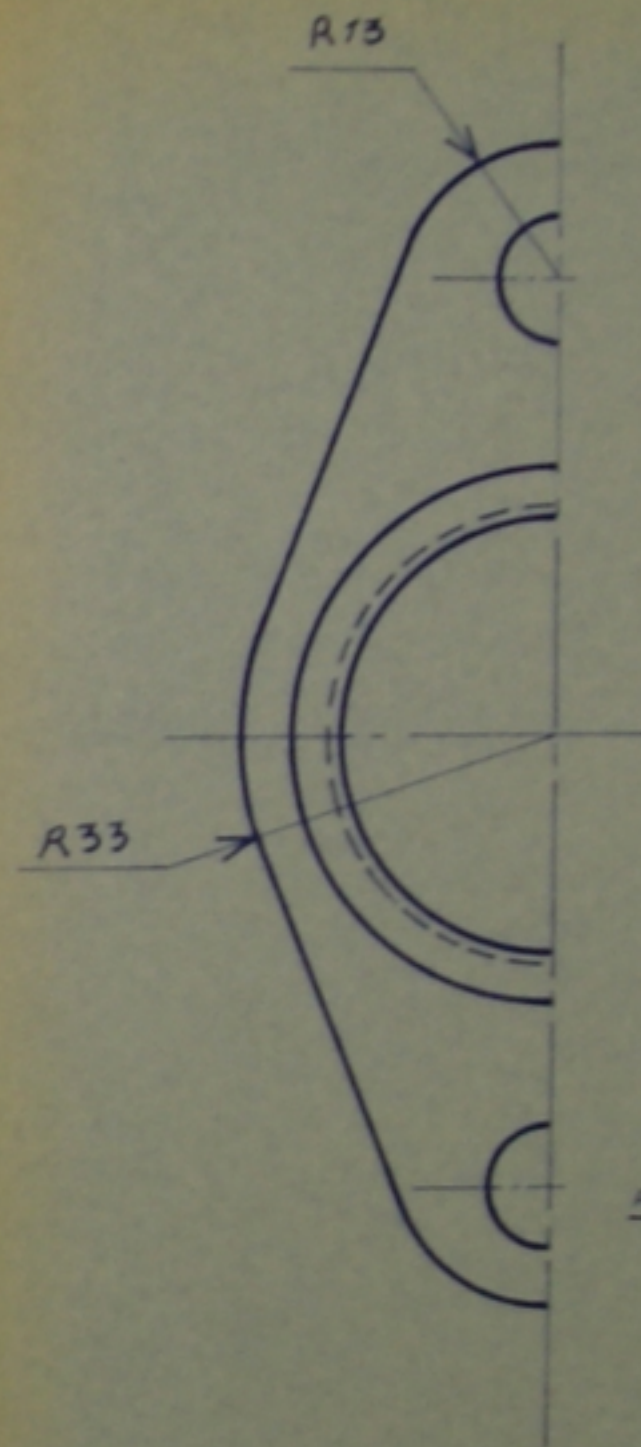
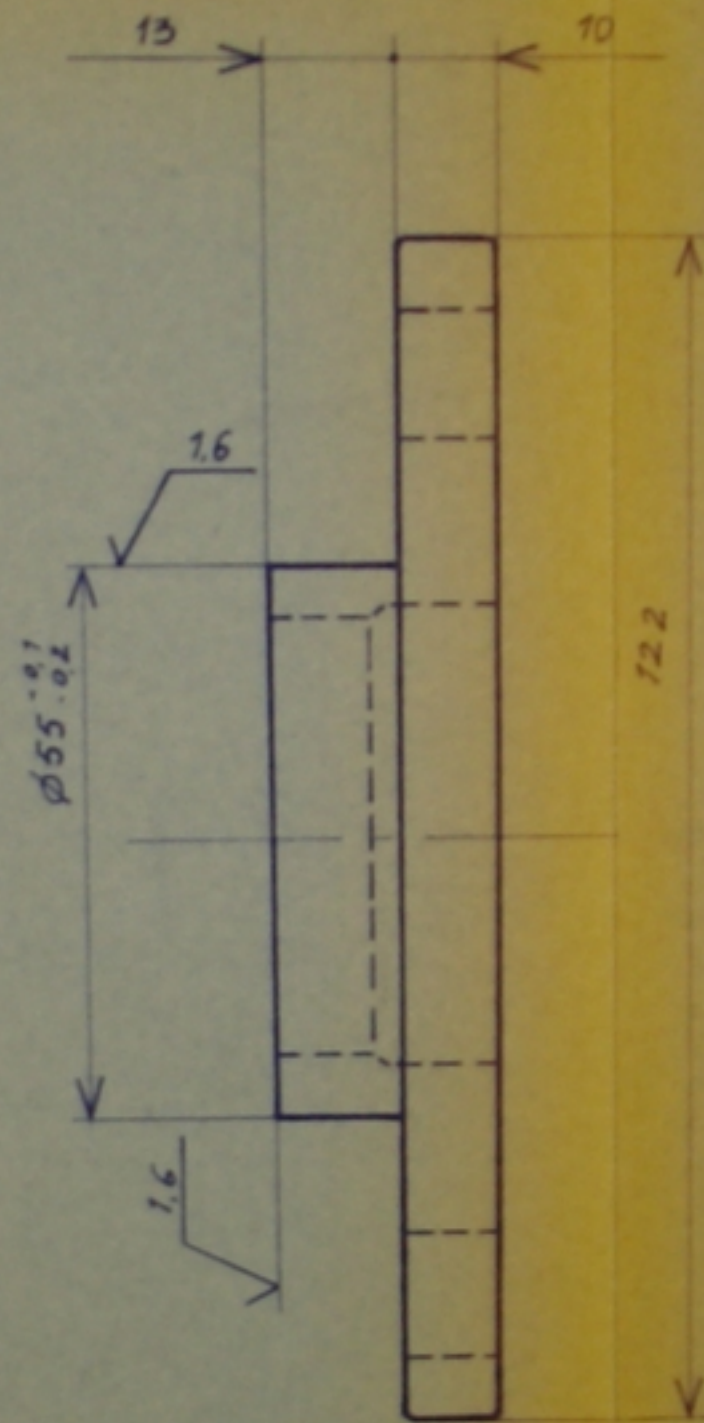
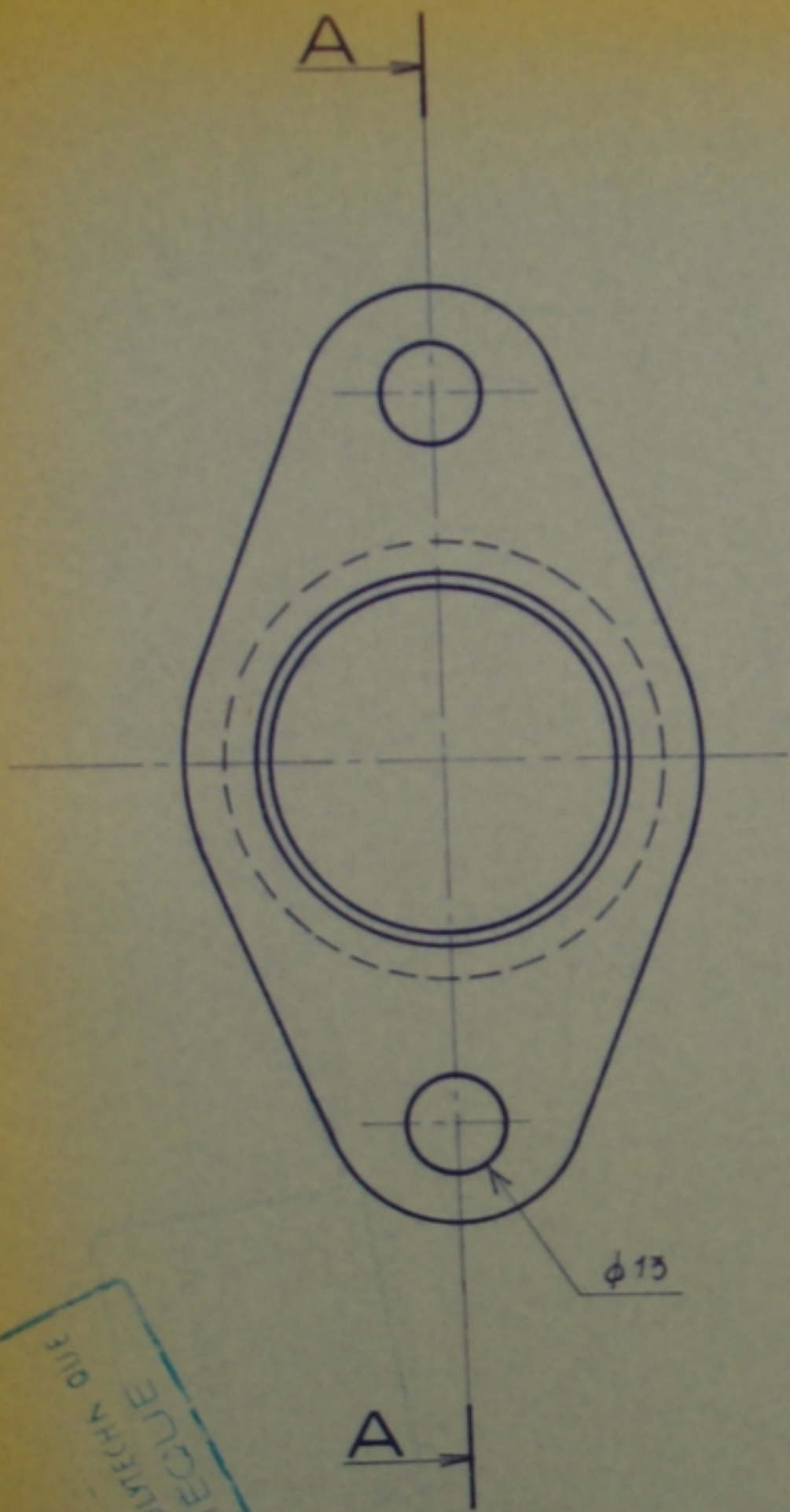
	Cm	CM
40 F7	40 + 0,025	40 + 0,05
48 m6	48 + 0,009	48 + 0,025
56 m6	56 + 0,011	56 + 0,03

section A.A

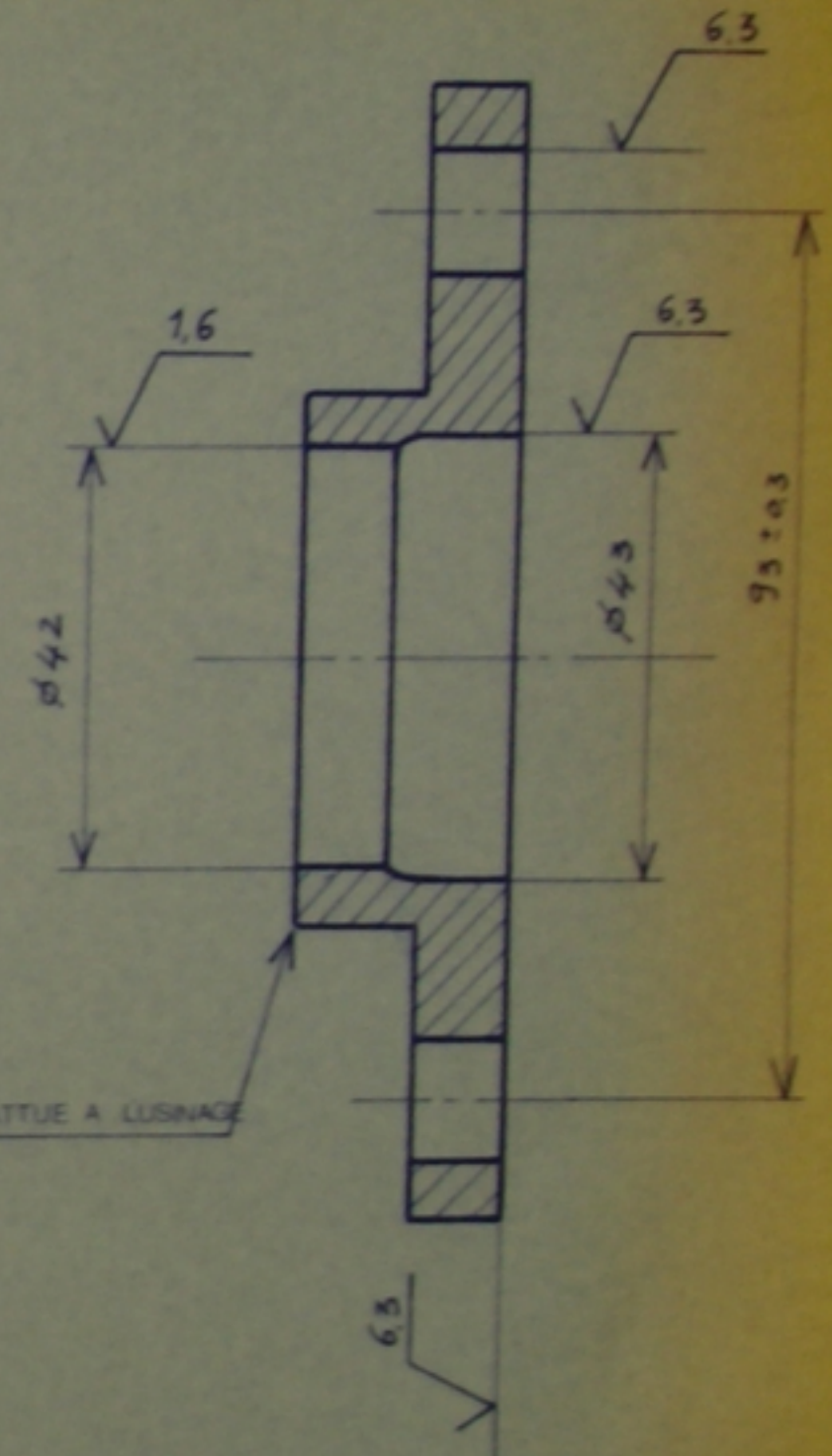


Ecole nationale polytechnique d'Alger				
ech 1:1			CHEMISE D'ARBRE	dép: mécanique
Dessiné	16.12.84	BDUARROUDJ		
Verifié	18.12.84	PIEROZAK		
A4		Cu Sn 12		P.L.C.1.03

	C.m	C.M
$\phi 30 H6$	30 - 0,00	30 + 0,013
$\phi 40 h7$	40 - 0,025	40 + 0,00



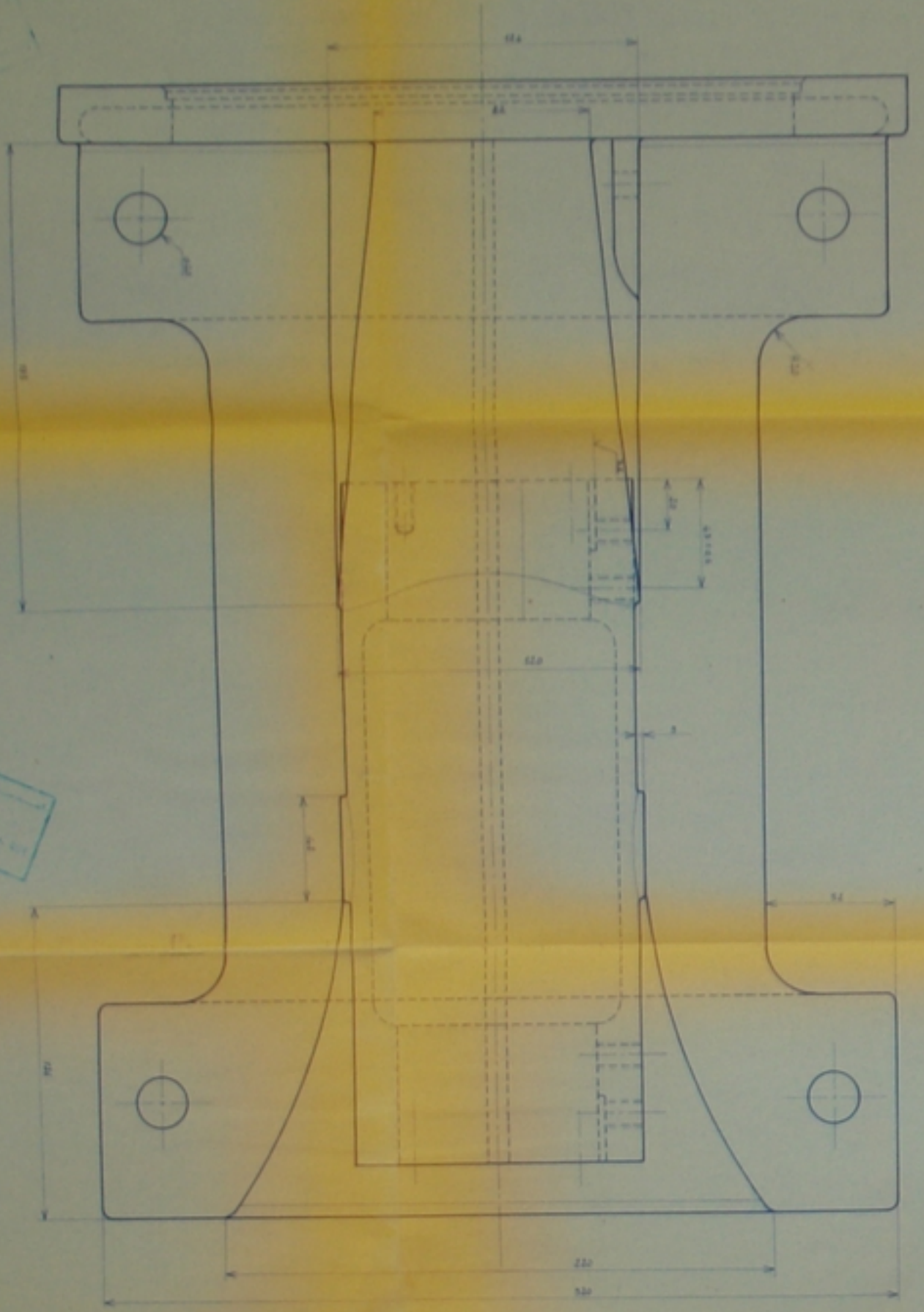
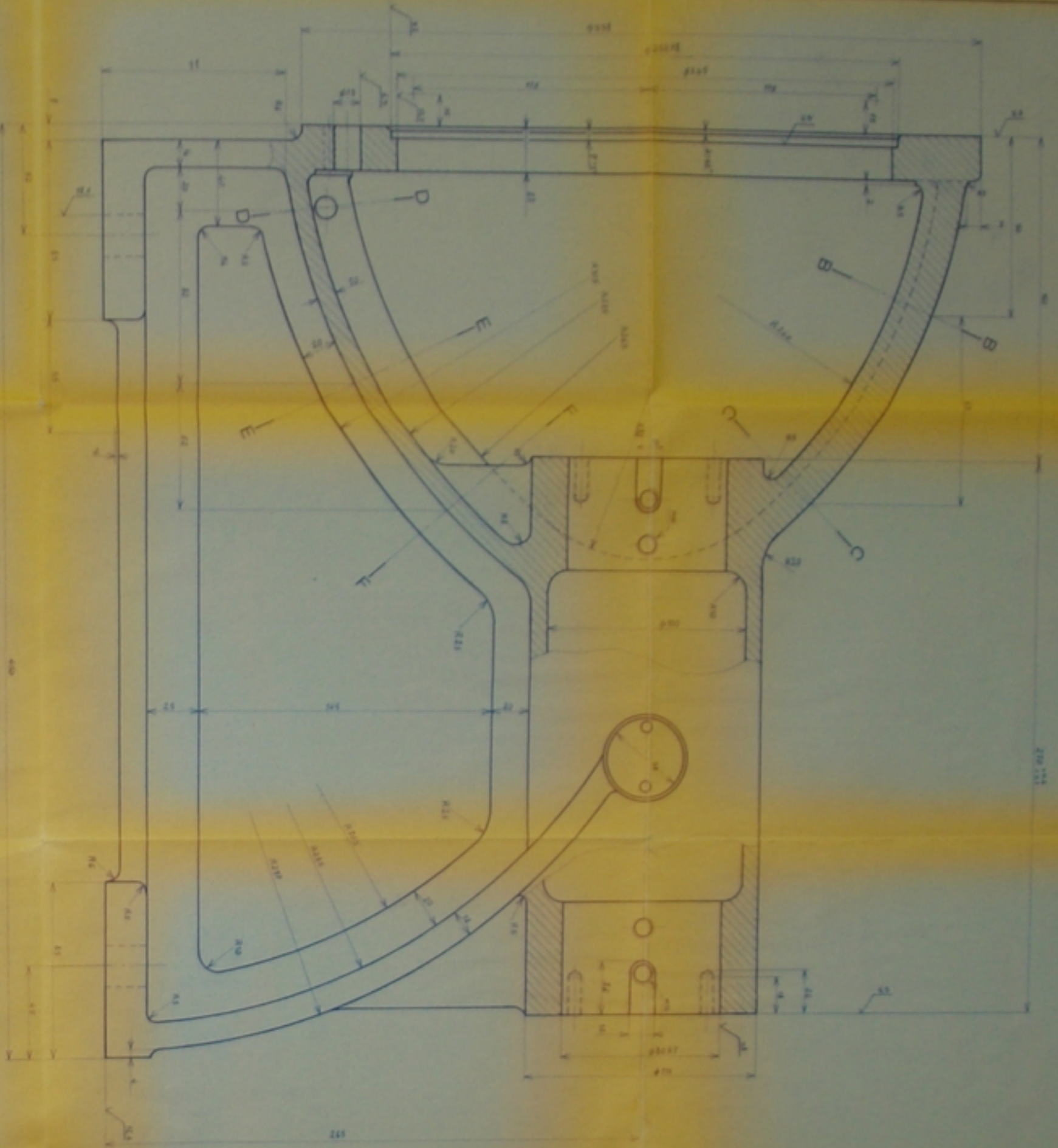
section A.A



BIBLIOTHÈQUE
ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

PM 01385

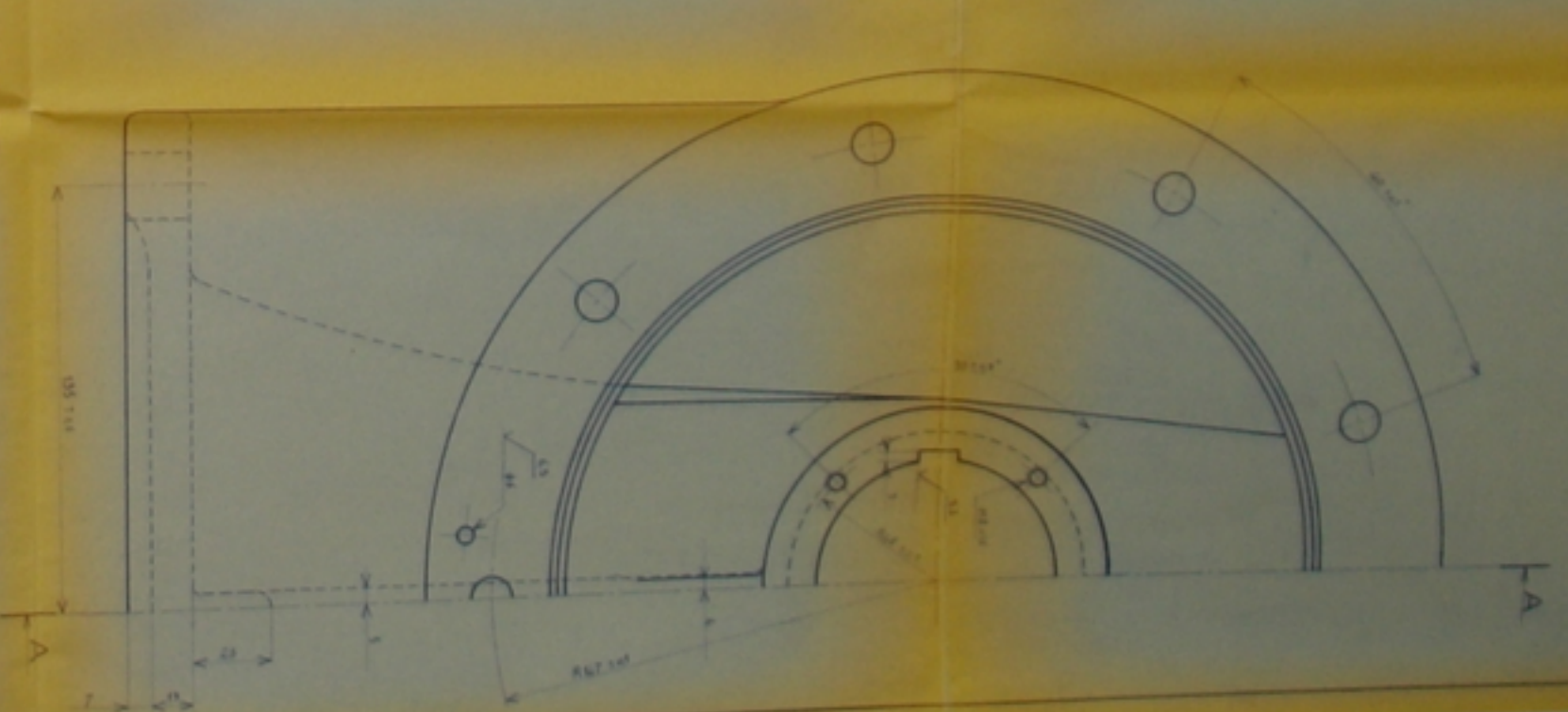
Ecole nationale polytechnique d'Alger			
ech 1:1		FOULOIR	dep:
Dessiné	17.12.84	BOUARROUJ	mécanique
Vérifié	18.12.84	PIERDZAK	
A3		FT20	P.L.C.1.04



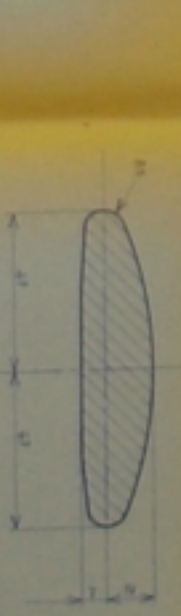
COTE MIN		COTE MAX	
100	100	100	100
20	20	20	20
10	10	10	10

PROJET DE CONCEPTION
 DE LA PARTIE
 MECANIQUE
 DE LA MACHINE
 A VAPEUR

PH. QUES



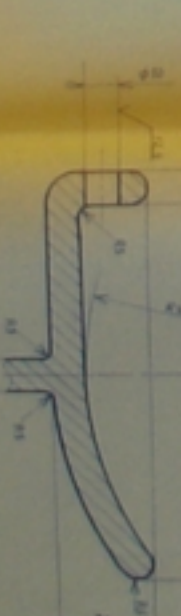
section B B



section C C



section D D



section E E



section F F

Ecole nationale polytechnique d'Alger	
Alger	1960
100	100
20	20
10	10
5	5

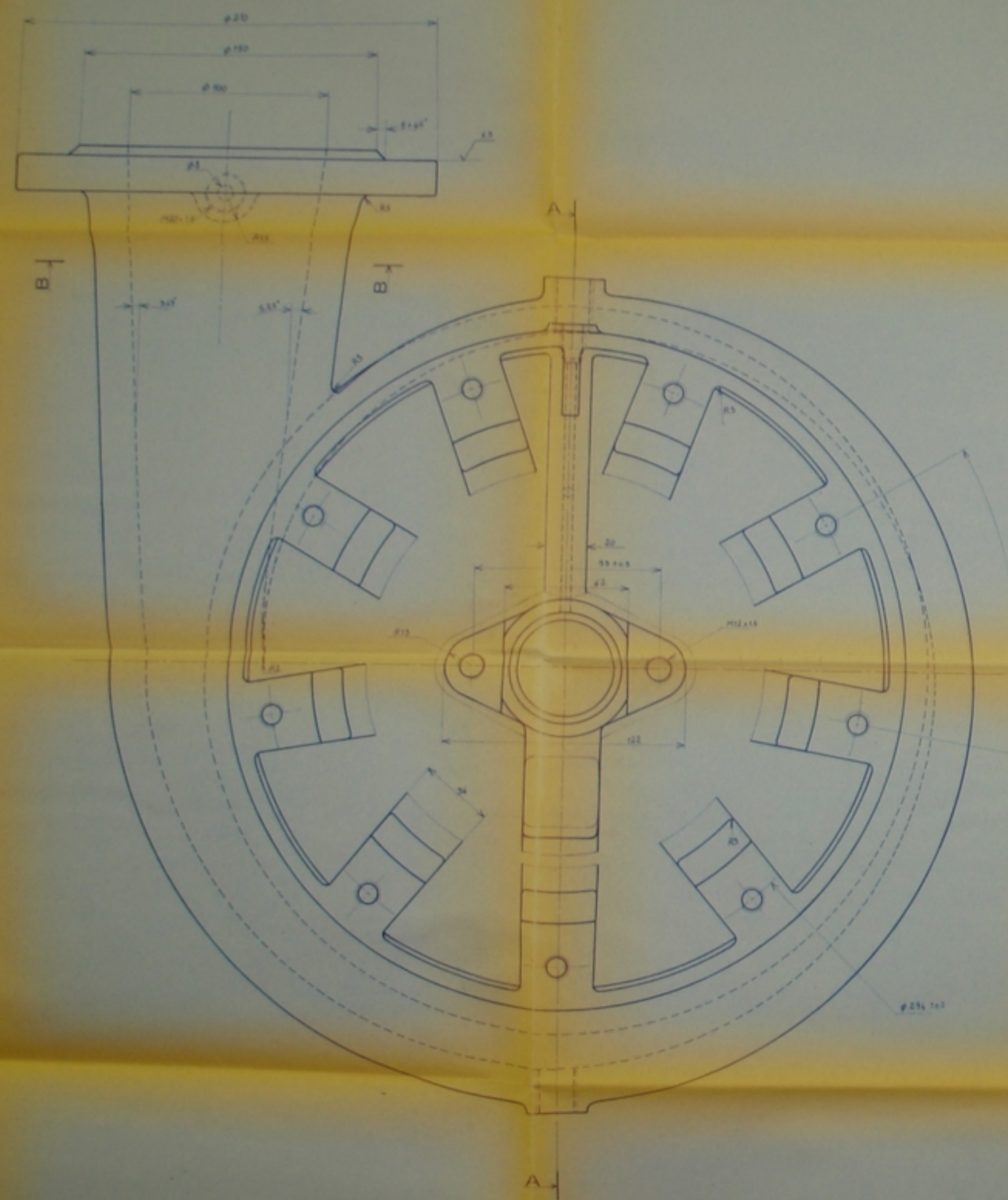
CHEVALET

AO

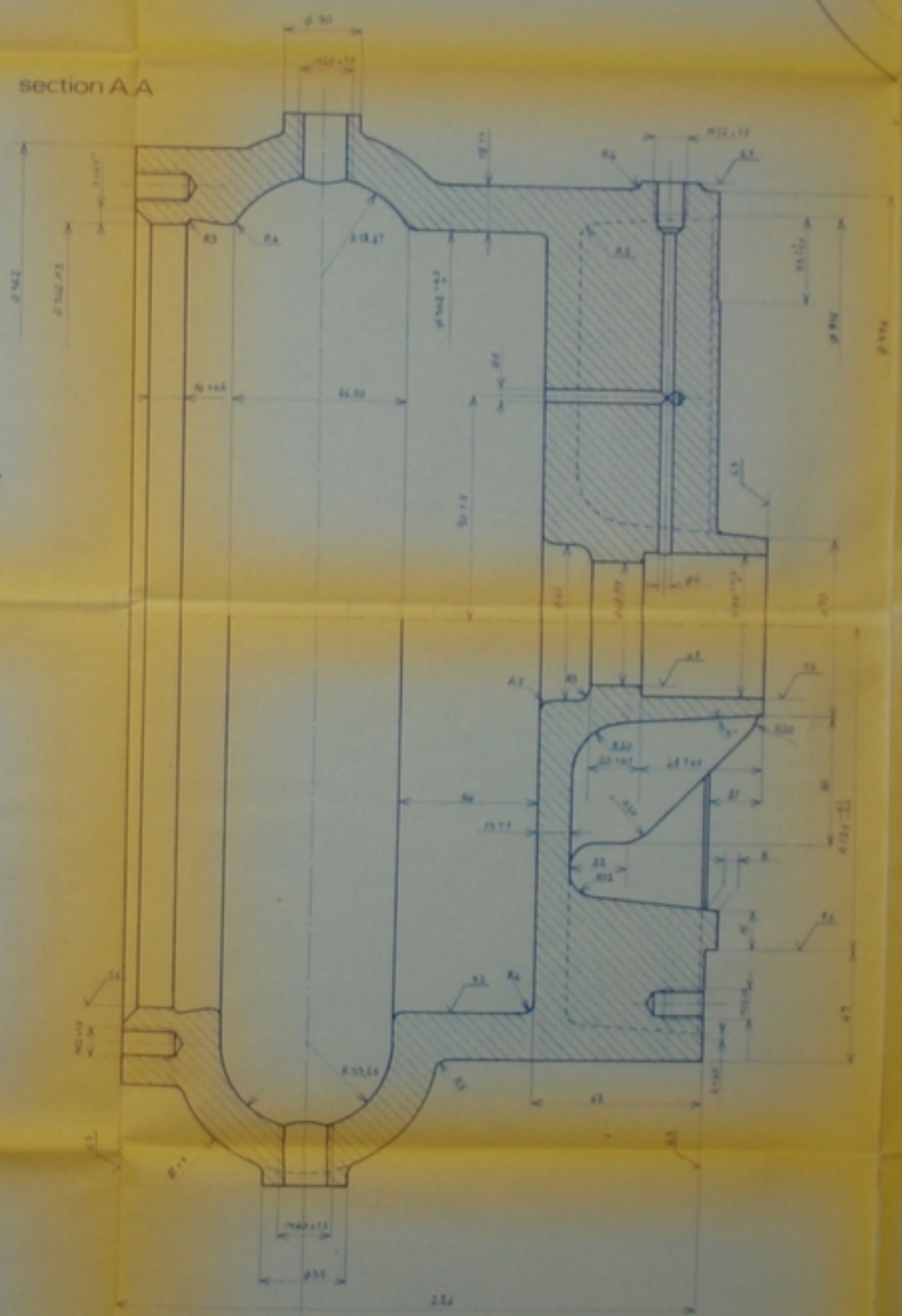
FT 20

PL C 105

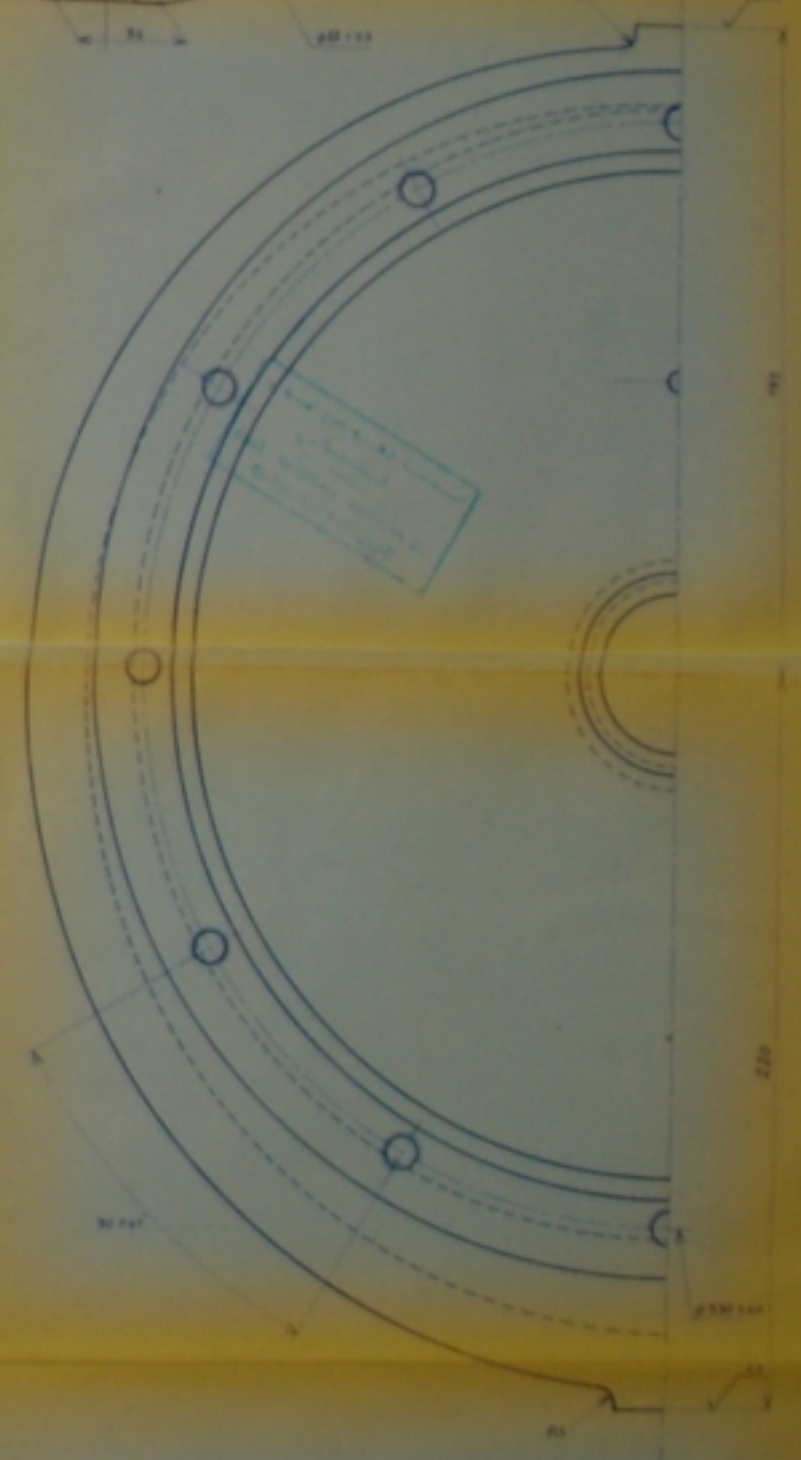
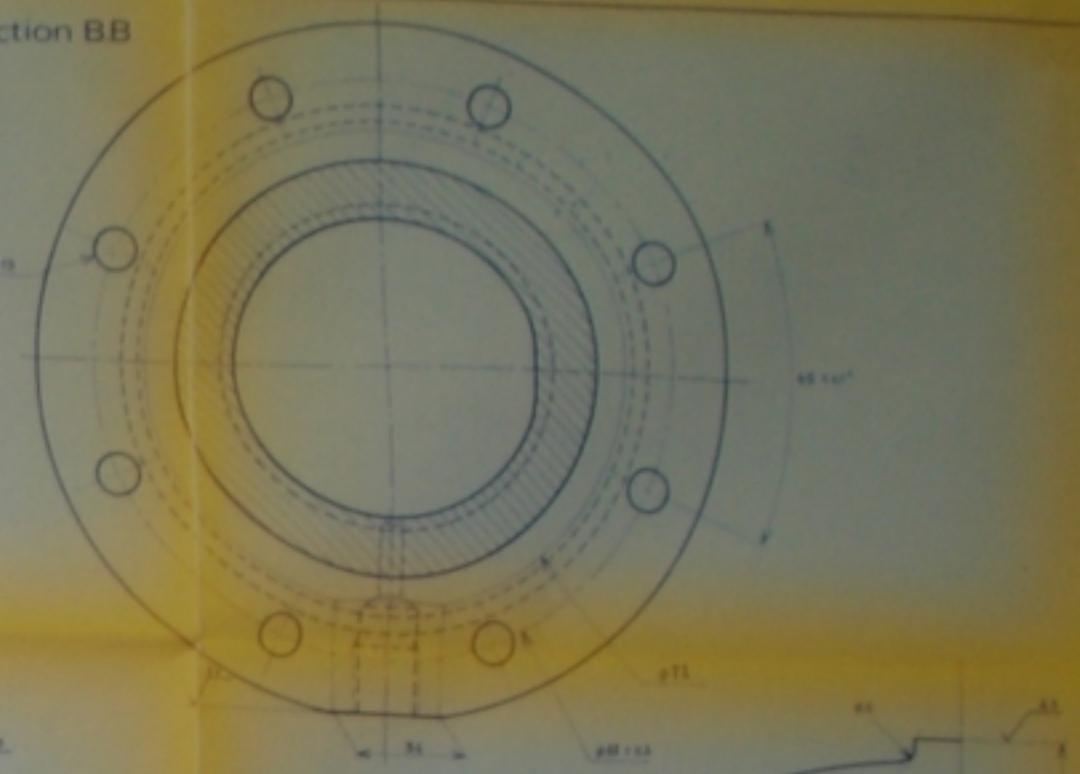
φ 302 ± 0,02	h 2 ± 0,02	h 1 ± 0,02
Cm CM		
φ 10 ± 0,02	h 2 ± 0,02	h 1 ± 0,02



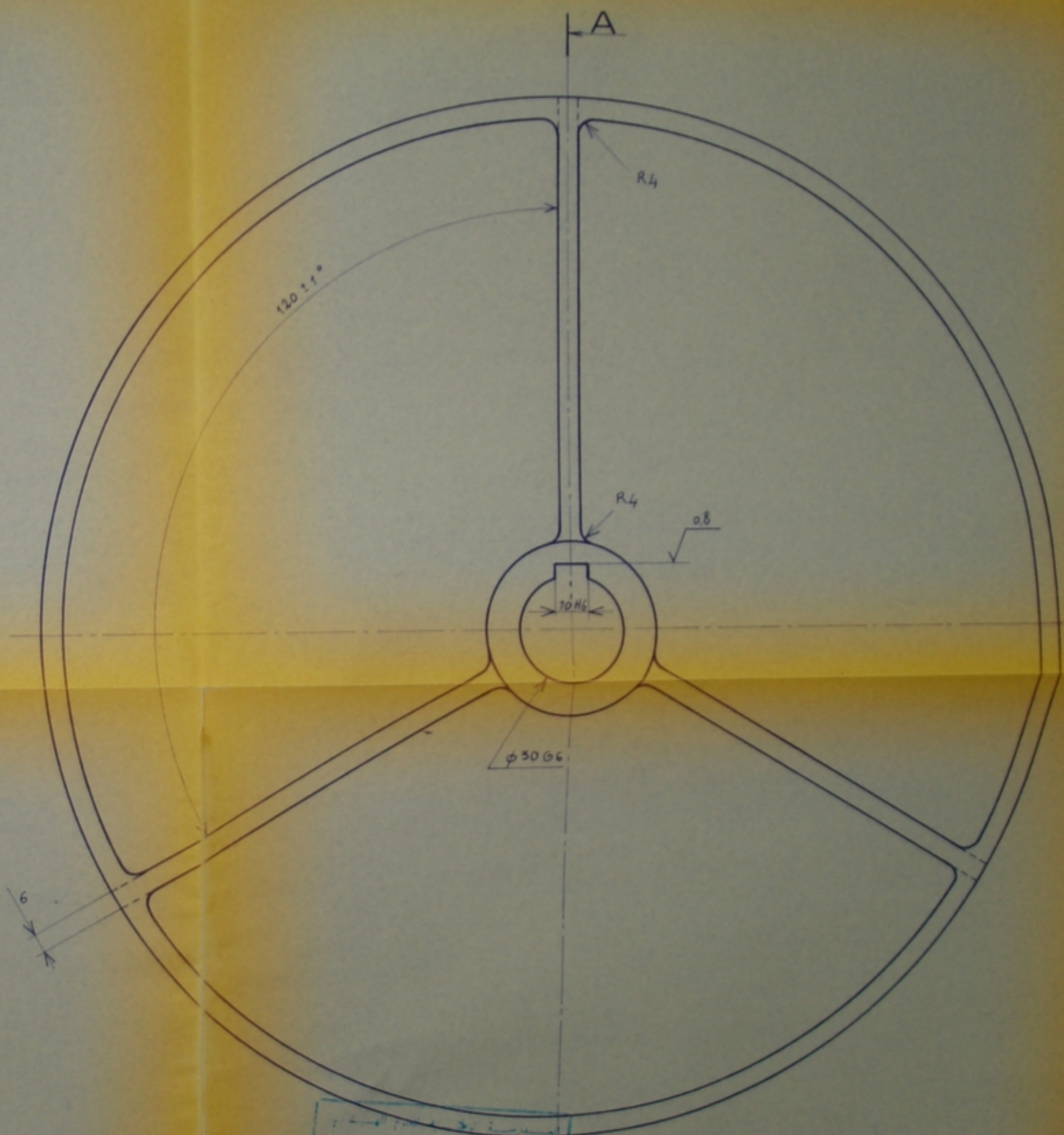
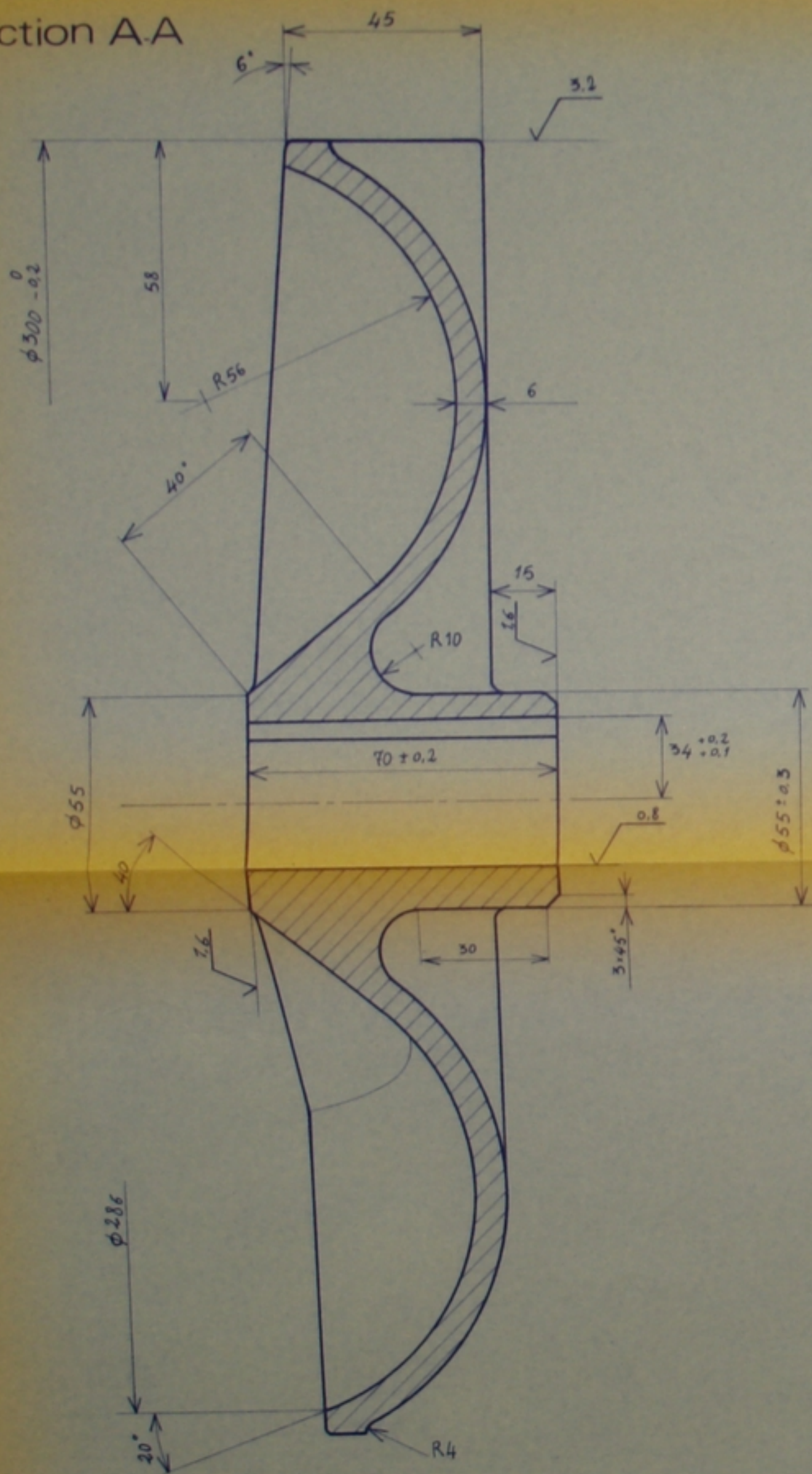
section A A



section B B



Section A-A



	Cm	CM
10 H6	10 ± 0.30	10 ± 0.011
φ 30 G6	30 ± 0.009	30 ± 0.029

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

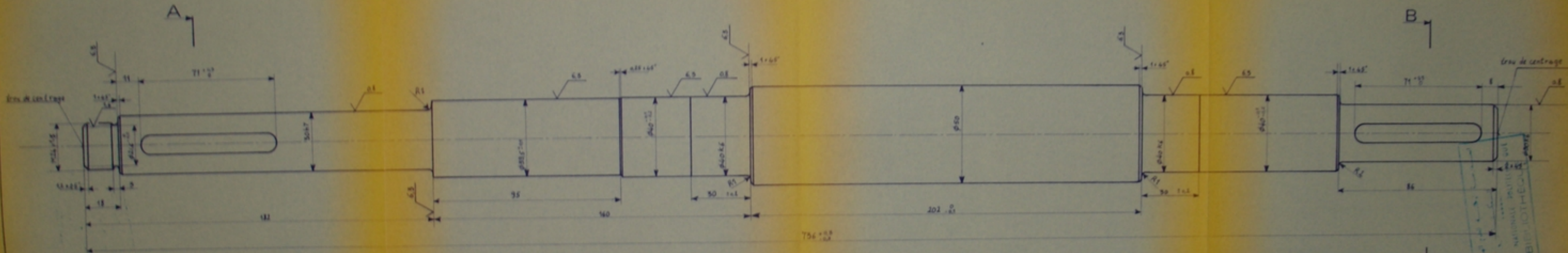
Ecole nationale polytechnique d'Alger			dép:
ech 1:1		ROUE TOURBILLON	Mécanique
Dessiné 9.12.80 Bouarroudj			
Vérifié 11.12.84 Pizarrogh			
A2		FT20	P.L.C.1.07

PM 01385 -7-

PH01385

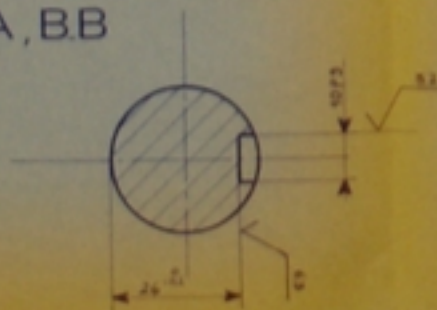
-7-

✓ $\frac{25}{0.01}$ / ✓ $\frac{0.1}{0.01}$ ✓ $\frac{14}{0.01}$ ✓ $\frac{5.1}{0.01}$ ✓ $\frac{6.3}{0.01}$



cote min	cote max	tolerance
10	10	0.07
20	20	0.07
30	30	0.07
40	40	0.07

section A.A, B.B



Ecole nationale polytechnique d'Alger			
ech 1:1		ARBRE	dép:
dessiné	M. BOUARKOUJ		mecanique
verifié	M. PIEROZAK		
FORMAT	1/2 A1	MAT: 25CD4	P.L.C.1.08

BIBLIOTHEQUE
NATIONALE
POLYTECHNIQUE
D'ALGER

