

14/83

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

/)/)INISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U . S . T . H . B .

/)/)niversité des sciences et de la technologie
d'ALGER

/)/)épartement de Genie MECANIQUE
المكنة
PROJET DE FIN D'ETUDES
Ecole Nationale Polytechnique
BIBLIOTHÈQUE

CALCULS, CONSTRUCTION ET COMPARAISON
D'UN ROBINET A SOUPE ET D'UN ROBINET A VANNE

9 PLANCHES

Proposé par:

Mr.G. SPIRIDONOV

Maitre assistant à l'E.N.P.A.

Etudié par:

Mohamed BOUCHELAGHEM

PROMOTION JUIN 1983

BIBLIOTHÈQUE
Ecole Nationale Polytechnique

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

/)/)INISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE

SCIENTIFIQUE

U . S . T . H . B .
XX

Université des sciences et de la technologie
d'ALGER

Département de Genie MECANIQUE
XX

XX
PROJET DE FIN D'ETUDES
XX

CALCULS, CONSTRUCTION ET COMPARAISON

D'UN ROBINET A SOUPAPE ET D'UN ROBINET A VANNE

Proposé par:

Mr.G. SPIRIDONOV

Maitre assistant à l'E.N.P.A.

Etudié par:

Mohamed BOUCHELAGHEM

PROMOTION JUIN 1985

I INTRODUCTION

Depuis les temps les plus anciens, le problème du transport de l'eau a posé un grand problème; résolu initialement par l'utilisation des canalisations ouvertes; il a fallu ensuite, trouver la solution de la régularisation de débit. On est emmené alors à utiliser des robinets.

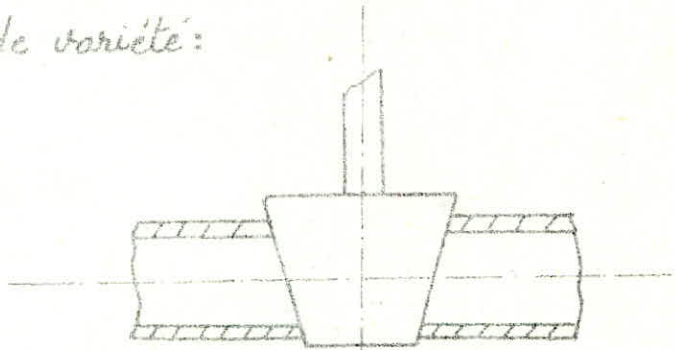
Actuellement, l'extension considérable prise par les oléoducs et les gazoducs, les distributions d'eau, de gaz et d'air comprimé ainsi que l'installation généralisée du chauffage central à air chaud, à eau chaude et à vapeur, le développement de la commande hydraulique des machines, celui de l'industrie chimique ont donné à l'étude des conduites de circulation des fluides et celui des robinets une grande importance.

- Ne pouvant tout dire, nous nous limiterons à développer les points qui nous paraissent importants.

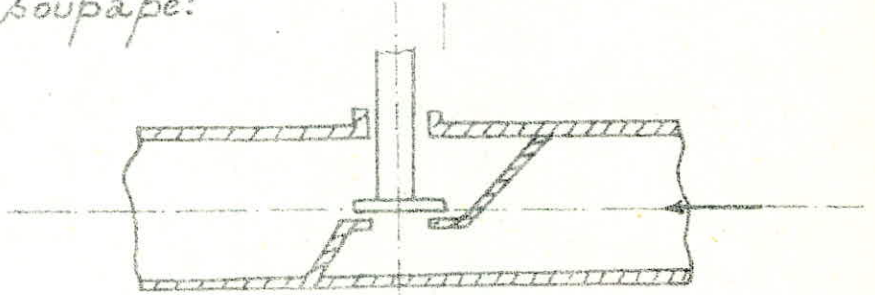
2 GENERALITES

La famille des robinets est très grande; on peut les classer suivant qu'il est conçu l'obturateur. On peut citer parmi une grande variété:

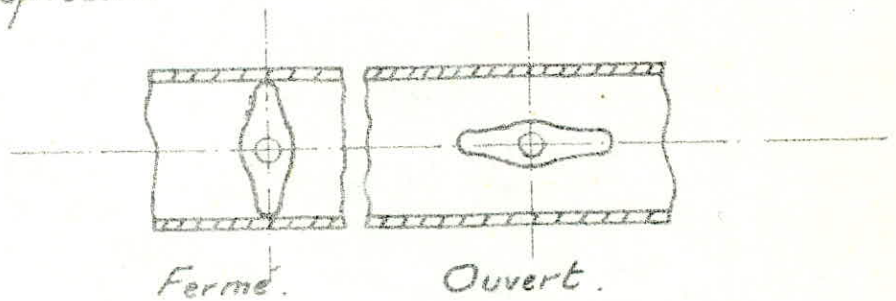
- Robinet Vanne:



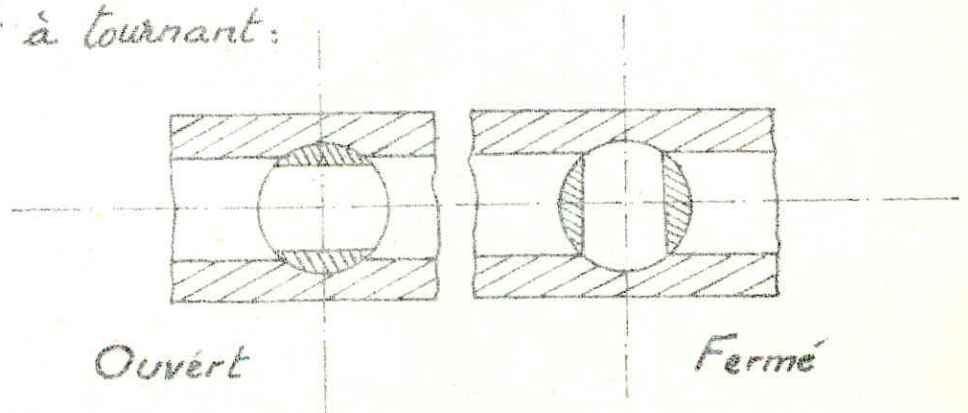
- Robinet à soupape:



- Robinet papillon:



- Robinet à tournant:



Souvent, on est devant le problème de choisir un robinet suivant les conditions de travail.

Le choix du robinet dépend, pour les fluides courants, principalement du :

- a) Choix de la famille du robinet.
- b) " du matériaux du robinet.
- c) " du contact.
- d) des raccords.

a) Le choix de la famille du robinet :

Il se fait généralement selon les critères suivant :

Critères	R. Vanne	R. à Soupape	R. à papillon	R. à tournant
aptitude au réglage	nulle	bonne	bonne	mauvaise
encombrement	important	important	réduit	réduit
perte de charge	faible	important (moy. pour incliné)	faible	faible
facilité de manœuvre	médiocre	médiocre	bonne	correcte

b) Le choix du matériaux :

Il dépend de la nature du fluide, de la pression et de la température.

c) Le choix du contact :

Il dépend aussi de la nature du fluide, de la pression et de la température.

d/ Le choix du raccordement :

Il dépend principalement des diamètres de passage et de la pression.

On peut citer :

- Raccordement à bride : $40 \leq P \leq 100 \text{ bar}$; $t > 70^\circ\text{C}$
- Raccordement taraudé : $P < 40 \text{ bar}$; $t < 50^\circ\text{C}$
- Raccordement soudé bout à bout :
 $P > 100 \text{ bar}$; $t > 70^\circ\text{C}$
- Raccordement soudé après emboîtement :
 $P > 100 \text{ bar}$; $t < 70^\circ\text{C}$

Pour comparer entre un robinet Vanne et un robinet à soupape il faudrait remarquer que :

Robinet Vanne :

a/ Organe de fermeture par Tout ou Rien :

Il ne devrait pas être utilisé comme organe de réglage

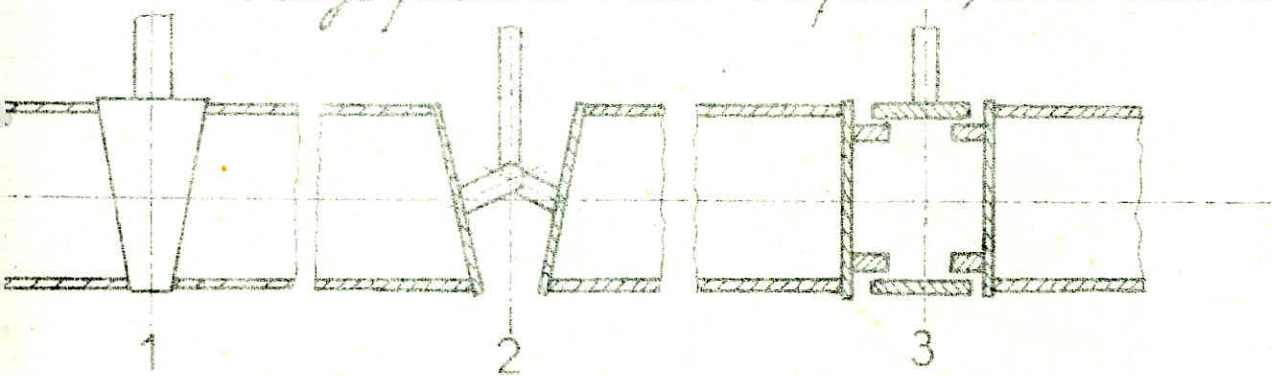
Les principaux types de construction sont :

- A tige intérieure : Vis immobilisée en translation, sa rotation permet la translation verticale de la Vanne
- A tige extérieure : Vis solidaire à la Vanne ; immobilisée en rotation ; la rotation d'un écrou détermine la levée de la vanne.
- A commande par levier.

b) Le siége : On distingue :

- Siége oblique } = opercule monobloc ①
- } = double opercule. ②

- Siége parallèle : double opercule ; libre dilatation ③



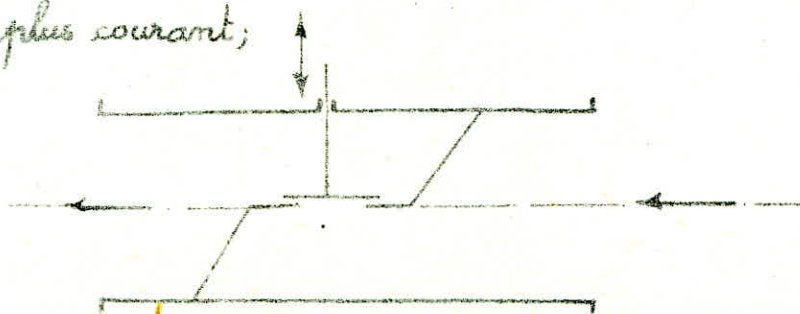
Robinet à Soupape

Dans ces sortes de robinets il y a un changement important de direction pour l'écoulement du fluide, donc la perte de charge est supérieure à celle des robinets d'anneau. On remarque bien que le robinet à soupape est un organe d'obturation et de réglage.

Dans le cas d'un réglage précis, il est conseillé d'utiliser les robinets à pointeau.

a) Différents types :

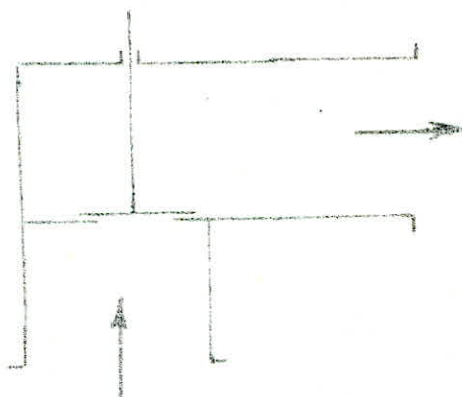
- Type droit : le plus courant ;



- Type incliné : recherché pour limiter les pertes de charge



- Type d'équerre : son adaptation est plus facile sur certaines installations.



b/ Contact :

Bes soupapes sont équipées de bagues de nature différentes selon l'utilisation requise

- Bague en plastique : eau chaude et vapeur à basse pression.

- Bague en caoutchouc synthétique : pour l'eau et l'air comprimé

- Bague en cuivre rouge ou en acier : pour vapeur saturée.

c/ Siège :

Bes formes de portées d'étanchéité entre l'obturateur et le

siège sont les suivantes:

- plan sur plan:

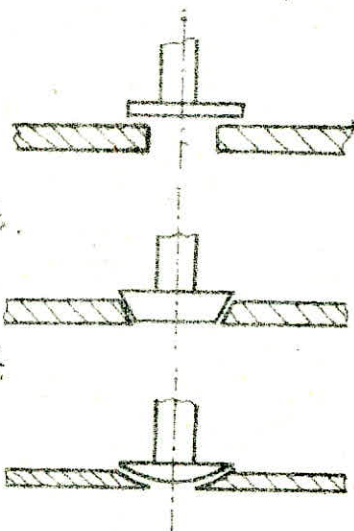
recommandé comme robinet d'arrêt.

- Cône sur cône:

recommandé pour réglage de débit

- Sphère sur cône:

possibilité de réglage précis



Notre étude consiste alors à étudier, calculer, analyser un robinet à soupape plan sur plan et un robinet Vanne monobloc.

3/ Choix des paramètres normalisés et des matériaux:

3.1 / Données initiales: $d = 80 \text{ mm}$ (diamètre de passage)

$P = 40 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ (Pression du fluide)

$t = 625^\circ \text{K}$ (température du fluide)

3.2 / Influence de la température du fluide sur les données:

Nous remarquons, avant de dimensionner les éléments des deux robinets soit par calcul, soit par la normalisation, la diminution des caractéristiques mécaniques quand la température dépasse la valeur de $t = 200^\circ \text{C}$.

Pour remédier à cela, c-à-d diminuer les contraintes admissibles en fonction de la température et de la nature de l'acier utilisé, on opère autrement:

On augmente alors la valeur de la pression (en fonction de la température) qu'on appelle "pression corrigée" et

qu'on utilise à la place de la pression nominale en considérant une température $t \leq 200^\circ\text{C}$, on obtiendra donc des valeurs de contraintes élevées qui doivent être inférieures ou égales aux contraintes admissibles, ainsi on compense l'influence négative de la température.

Selon la Normalisation GOST, les données seront :

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

$$P_c = 64 \cdot 10^5 \text{ Pa (pression corrigée)}$$

$$t \leq 200^\circ\text{C}$$

Nature du fluide : Vapeur d'eau.

3.3/ Choix des brides et des longueurs des corps :

La forme et les dimensions des brides et la longueur des corps sont normalisées selon GOST et suivant :

- la pression du fluide.
- la nature du matériau.
- la famille du robinet.

Les brides seront identiques pour les deux robinets (à soupape et à vanne), mais les longueurs des corps seront différentes : longueur du corps du R.S = 380 mm.

longueur du corps du R.V = 310 mm.

3.4/ L'obturateur :

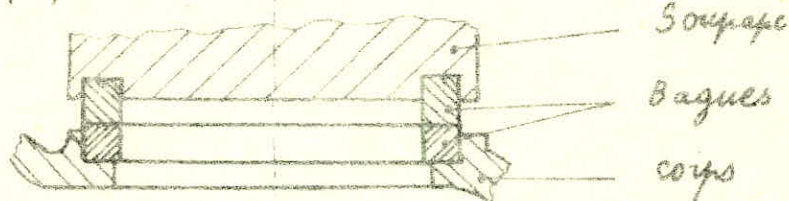
L'utilisation des bagues au niveau des obturateurs diminue les efforts nécessaires pour l'étanchéité et facilite l'entretien (en cas d'usure, on peut changer seule-

-ment les bagues).

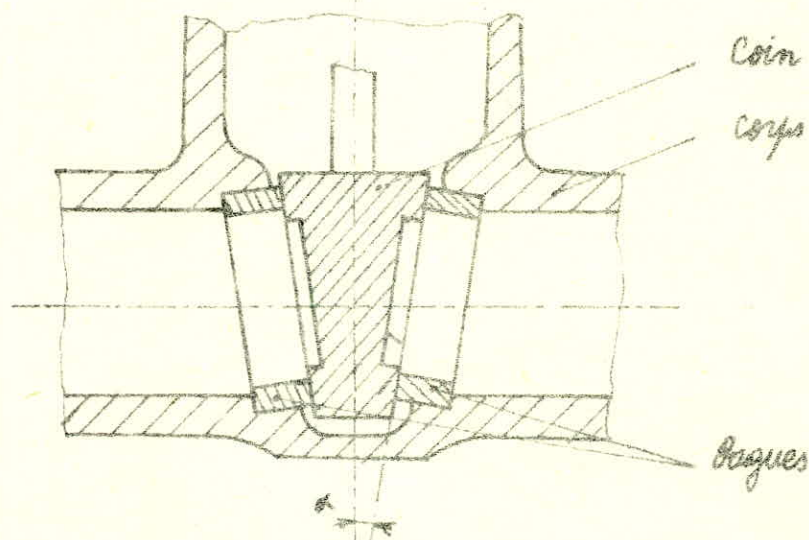
L'état de surface de contact - bague - coin et bague - corps - bague soupape, doit être choisi en fonction de l'agressivité du fluide et de l'importance du robinet dans le système de construction.

Pour notre cas : le fluide est de la vapeur d'eau, pression = $P_c = 64 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Le contact est alors :
- acier sur acier

. Soupape



. Coin



La pente du coin α est normalisée ; elle est choisie suivant la température du fluide, selon ASA ;
 $t > 300^\circ \text{ C} ; \alpha = 5^\circ$

Le seul inconvénient de l'utilisation des bagues

au niveau de l'obturateur, c'est pendant la construction; On exige une bonne rectification et un centrage identique que celui du corps.

3.5 / La tige:

Robinet Vanne: tige filetée extérieurement (filetage trapézoïdal) immobile en rotation et se déplace uniquement dans le sens longitudinal. (la rotation est donnée à l'écrou)

Robinet à Soupape: tige filetée extérieurement (filetage trapézoïdal) manoeuvré directement par le volant pour se déplacer dans le sens longitudinal

3.6 / Matériaux:

Les 2 corps, les 2 couvercles, les arcades, les 2 chapeaux du presse garniture, le coin et la soupape seront en acier selon NF A 48 M.

Les bagues d'étanchéité dans le coin et la soupape seront en acier allié

Ni : 33,15% ; Cu : 56,1%

Sn : 6,45% ; Fe : 3,6%

Mn : 0,36% ; Si : 0,1%

P_s : 0,17%

Les deux tiges seront en acier allié selon GOST 38 X M KOA.

Contraintes admissibles de la tige (à 350°).

$[\sigma_c] = 2550 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ de compression

$[\sigma_t] = 2400 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ de traction

$[\tau_t] = 1550 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ de torsion

$[\tau_c] = 1200 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ de cisaillement

$[\sigma_i] = 2450 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ idéale.

Les joints d'étanchéité (corps couvercle) en: carton d'amiaube; acier

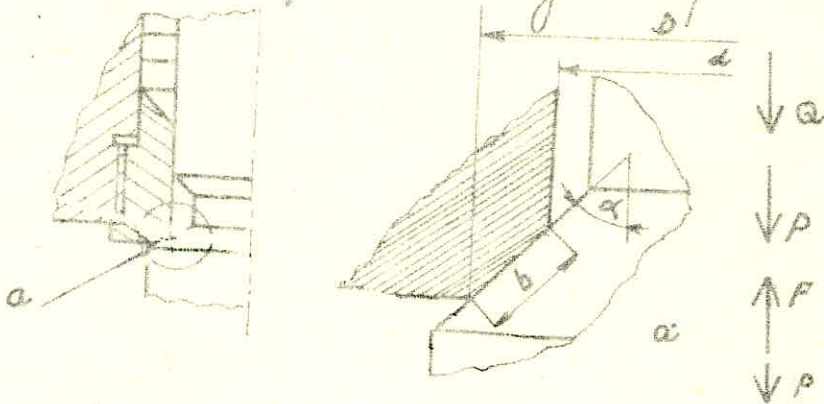
Les presses étoupe: en trousse d'amiaube; houillée, graphitée, armée de fils de cuivre

4. EFFORTS CHARGEANT LA TIGE

4.1 Tige de robinet Vanne:

4.1.1 Robinet ouvert; la tige en position extrême supérieure:

Dans cette position on prévoit une bague en bronze montée file-tée sur le couvercle pour décharger la presse étoupe.



P = force due à la pression (P_e).

Q = force axiale exercée par la tige.

G = force due au poids du coin (ou de la soupape).

La force F est donnée par :

$$F = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) (1 + \mu \cotg) \cdot q_e$$

avec d : diamètre de la tige ($d = 35$ mm adoptée)

μ : coefficient de frottement à sec.

$\mu = 0,2$ pour tige en acier; bague en bronze.

$\alpha = 45^\circ$.

$D = d + 2b \sin \alpha$; où b = largeur de contact

($b = 8$ mm), ce qui donne $D = 35 + 2 \cdot 8 \sin 45^\circ = 46,3$ mm.

$$q_e = \frac{a \cdot 10^5 + c P_c}{\sqrt{b}} \quad \text{avec } [b]: \text{ cm.}$$

formule empirique avec a, c : coefficients sans unités dépendant de la nature du contact.

• contact: acier - bronze $\rightarrow a = 35$; $c = 0,6$

• contact: acier - acier $\rightarrow a = 100$; $c = 2,6$.

Selon notre cas:

$$q_e = \frac{35 \cdot 10^5 + 0,6 \cdot 10^5 \cdot 64}{\sqrt{0,8}} = 82,06 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

alors:

$$F = \frac{\pi}{4} \left[(46,3 \cdot 10^{-3})^2 - (35 \cdot 10^{-3})^2 \right] (1 + 0,2 \cotg 45) \cdot 82,06 \cdot 10^5$$

$$F = 7105,12 \text{ N}$$

$$P = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 P_c = \frac{\pi}{4} \left(\frac{46,3 \cdot 10^{-3} + 35 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 \cdot 64 \cdot 10^5$$

$$P = 204,32 \text{ N}$$

Q a pour expression la forme suivante:

$$Q = F - P + G.$$

On remarque que l'influence du poids propre du coin (ou de la poutre) est négligeable pour des petits diamètres, alors $Q = F - P$.

4.1.2 / Robinet fermé :

4.1.2.1 / Serrage du coin.

Dans cette position on peut prévoir 3 cas :

a/ à vide

b/ étanchéité garantie sur un seul siège

c/ étanchéité garantie sur les 2 sièges

Vu que le robinet est utilisé pour de la vapeur d'eau et pour des conditions pas assez sévères d'utilisation. On peut alors faire le calcul seulement pour le cas où l'étanchéité est garantie sur un seul siège.

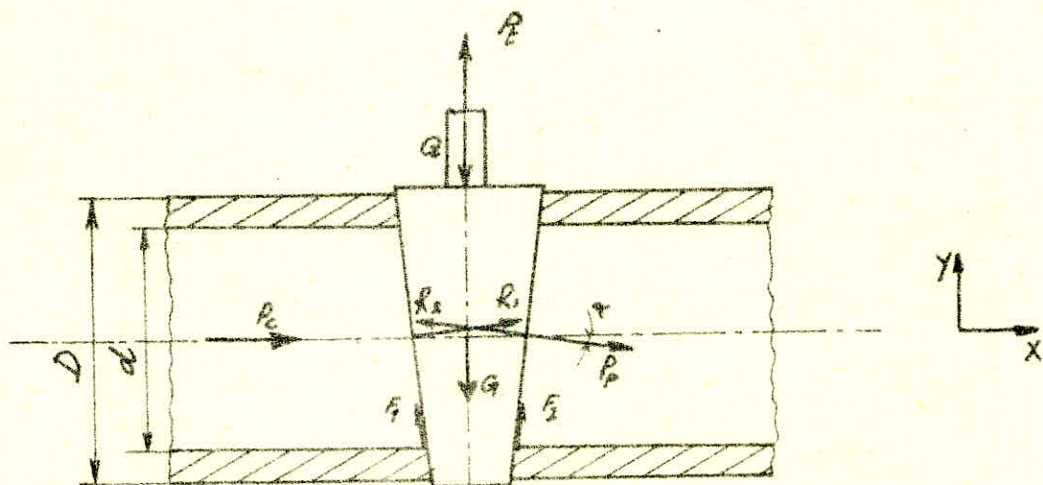
Dans ce cas on remarque que :

- la pression du fluide P_c exerce une force sur le coin qui charge la bague de siège côté sortie et décharge la bague de siège côté d'entrée et on peut conclure que l'étanchéité sera assurée si la force exercée par le fluide sur la bague de siège côté sortie est suffisante à obtenir une pression de contact égale à la pression spécifique d'étanchéité.

- l'effort sur la tige, l'écrou, le couvercle et les éléments de liaison n'est pas assez important.

- la probabilité de blocage du coin entre les 2 bagues des sièges est minimale

- la presse étoupe est toujours sous pression d'où la durée de vie de la presse garniture n'est pas assez grande.



Q : force exercée par la tige sur le coin.

G : poids du coin (négligeable).

R_1, R_2 : Réactions des sièges.

F : Force de frottement au niveau des surfaces de contact

P_c : effort exercé sur la tige du à la pression du fluide.

P_p : effort du à la pression du fluide exercé sur le siège de sortie

- Projection sur l'axe des "X"

$$R_1 \cos \alpha + F_2 \sin \alpha + P_p \cos \alpha = R_2 \cos \alpha + F_1 \sin \alpha$$

avec : $F_1 = \mu R_1$; μ : coefficient de frottement

$$F_2 = \mu R_2 ; \quad \mu = 0,3$$

cela entraîne :

$$R_1 = R_2 - \frac{P_p \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} = R_2 + \frac{P_p}{\mu \tan \alpha - 1}$$

- Projection sur l'axe des "Y"

$$Q - P_c + G = R_1 \sin \alpha + R_2 \sin \alpha + F_1 \cos \alpha + F_2 \cos \alpha - P_p \sin \alpha$$

$$Q + G - P_c = R_2 \sin \alpha + \left(R_2 + \frac{P_p}{\mu \tan \alpha - 1} \right) \sin \alpha + R_2 \mu \cos \alpha + \left(R_2 + \frac{P_p}{\mu \tan \alpha - 1} \right) \mu \cos \alpha - P_p \sin \alpha$$

$$Q + G - P_t = 2R_2 \sin \alpha + 2R_2 \mu \cos \alpha + \frac{P_p}{\mu \tan \alpha - 1} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) - P_p \sin \alpha$$

$$Q + G - P_t = 2R_2 \cos \alpha (\tan \alpha + \mu) - P_p \cos \alpha \left(\tan \alpha - \frac{\mu}{1 - \mu \tan \alpha} - \frac{\tan \alpha}{1 - \mu \tan \alpha} \right)$$

en posant : $\mu = \tan \varphi$.

$$\Rightarrow Q + G - P_t = 2R_2 \cos \alpha (\tan \alpha + \mu) - P_p \cos \alpha (\tan \alpha + \tan(\alpha + \varphi))$$

avec G qui est négligeable $R_2 = P_c + P_p$.

Alors :

$$Q = 2(P_c + P_p) \cos \alpha (\tan \alpha + \mu) - P_p \cos \alpha [\tan(\alpha + \varphi) + \tan \alpha] + P_t$$

avec :

$$P_c = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) q_c$$

D et d : diamètre extérieur et intérieur respectivement des sièges.

$$D = 96 \text{ mm} ; d = 80 \text{ mm}$$

q_c : pression spécifique d'étanchéité, doit être inférieur à leur admissible : $[q_c]$.

- contact : acier - acier ; R à Soupape : $[q_c] = (800 \div 1000) \cdot 10^5$.

- " " " ; R à Vanne : $[q_c] = (520 \div 650) \cdot 10^5$.

$$q_c = \frac{a \cdot 10^5 + c P_c}{\sqrt{b}} \quad a = 100 \quad b = 0,8 \text{ cm}$$

$$c = 2,8$$

$$b = 0,8 \text{ cm}$$

$$q_c = \frac{100 \cdot 10^5 + 2,8 \cdot 6,4 \cdot 10^5}{\sqrt{0,8}} = 290,68 \cdot 10^5$$

$$q_c < [q_c] = 520 \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow P_c = \frac{\pi}{4} [(96 \cdot 10^{-3})^2 - (80 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 290,68 \cdot 10^5 = 64289,15 \text{ N}$$

$$P_c = 64289,15 \text{ [N]}$$

$$P_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 \cdot P_c = \frac{\pi}{4} \left(\frac{96 \cdot 10^{-3} + 80 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 \cdot 64 \cdot 10^5 = 38925,59$$

$$P_p = 38925,59 \text{ [N]}.$$

$$P_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot P_c = \frac{\pi (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 64 \cdot 10^5 = 6157,52 \text{ [N]}.$$

$$P_t = 6157,52 \text{ [N]}.$$

$$\rho = \arctg \mu = \arctg 0,3 = 16,6^\circ \Rightarrow \rho = 16,6^\circ.$$

$$\alpha = 5^\circ.$$

$$\Rightarrow Q = 2 \times 64289,15 \cdot \cos 5^\circ (\operatorname{tg} 5 + 0,3) - 38925,59 \cos 5^\circ [(\operatorname{tg} 5 + \operatorname{tg} + \operatorname{tg} (16,5 + 5))] + 6157,52 = 67096,54 \text{ N}$$

$$Q = 67096,54 \text{ [N]}.$$

tige chargée en compression.

Remarque:

pour $P_p = 0$ on a serrage à vide

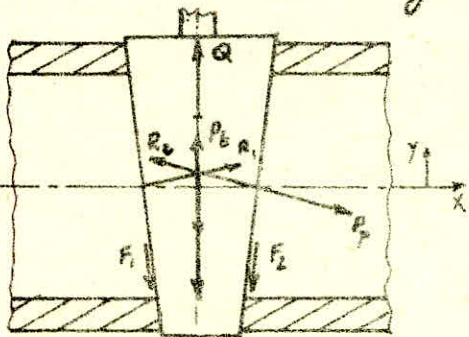
$$\text{et } Q = 2 P_c \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu).$$

$$Q = 2 \cdot 64289,15 (\cos 5^\circ (\operatorname{tg} 5^\circ + 0,3)).$$

$$Q = 49604,113 \text{ [N]}.$$

tige chargée en compression.

4.122 / Desserrage du coin.



En projetant les forces sur les axes X et Y..

on aura:

$$Q = 2 R_2 \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) - P_p \cos \alpha [\operatorname{tg} (\rho' - \alpha) - \operatorname{tg} \alpha] + G - P_c.$$

avec $R_2 = P_e + P_f$, $\alpha = 5^\circ$; $\mu' = 0,4 \Rightarrow \beta' = \text{arctg } \mu' = 21,8^\circ$.

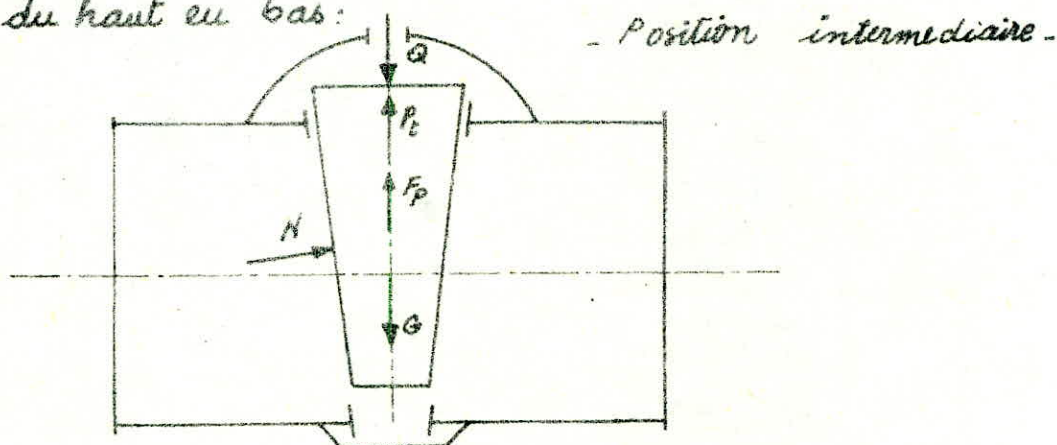
$$\Rightarrow Q = 2(64289,15 + 38925,59) \cdot \cos 5^\circ \cdot (0,4 - \text{tg } 5^\circ) -$$

$$- 38925,59 \cos 5^\circ \cdot [\text{tg}(21,8 - 5) - \text{tg } 5] - 6157,52 =$$

$$Q = 49793,53 \text{ [N]}$$

4.1.3 / Le coin en déplacement :

a / du haut en bas :



- Q = force chargeant la tige.
- N = force normale chargeant le coin
- F_f = force de frottement sur les nervures.
- P_e = force due à la pression du fluide sur la tige.
- G = poids propre du coin (négligeable).

Alors :

$$Q = F_f + P_e + N \cdot \sin \alpha$$

$$N_{\max} = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot P_c \quad ; \quad D_m : \text{diamètre moyen du piège} = 88 \text{ mm.}$$

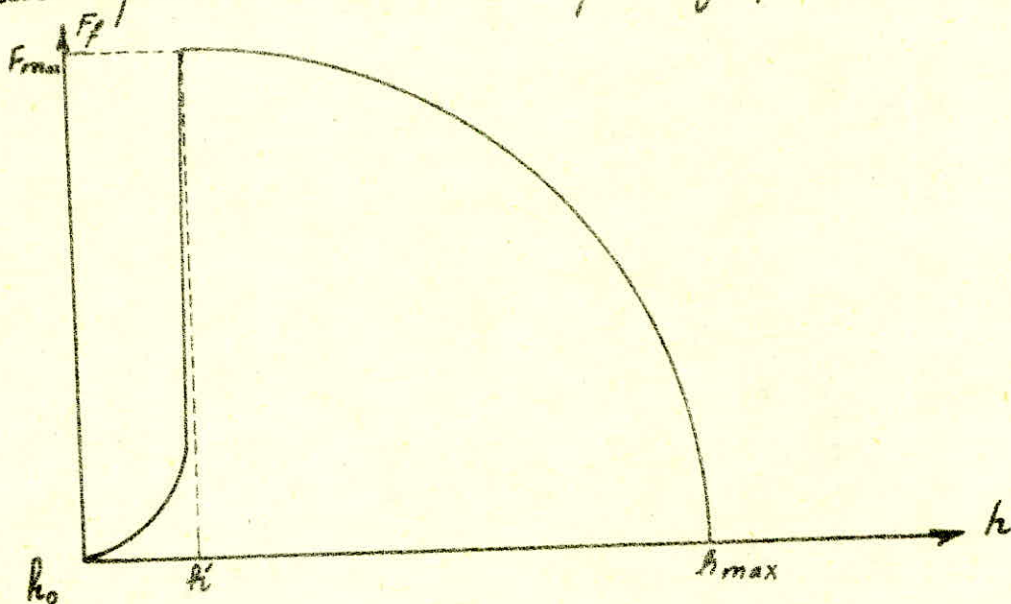
$$N_{\max} = \frac{\pi}{4} \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5 \quad N_{\max} = 63696,42 \text{ [N].}$$

Il est à remarquer que la force N , ainsi que F_f varient en fonction de la position du coin.

$$F_f = \mu \cdot N \quad ; \quad \mu : \text{coefficient de frottement coin-nervure}$$

$$\mu = 0,35$$

On peut représenter cette variation par le graphe suivant:



h_0 : Vanne fermé.

h_{max} : Vanne complètement ouverte. Alors $N = 0$
ce qui implique $F_f = 0$.

h_i : levée correspondante à la touche du coin
avec le siège droit.

$$\Rightarrow F_{fmax} = N_{max} \cdot \mu = 63696,42 \cdot 0,35 = 22293,74 \text{ [N]}.$$

$$F_{fmax} = 22293,74 \text{ [N]}.$$

$$P_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P_c = \frac{\pi (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 64 \cdot 10^5 = 6157,52 \text{ [N]}.$$

$$P_t = 6157,52 \text{ [N]}.$$

$$Q = F_f + P_t + N \sin \alpha.$$

$$= 22293,74 + 6157,52 + 63696,42 \cdot \sin 5^\circ = 34002,76 \text{ [N]}$$

$$Q = 34002,76 \text{ [N]}.$$

tige chargée en compression

b) du bas en haut



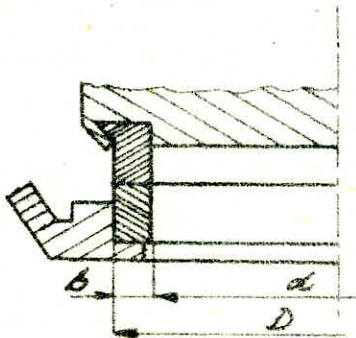
$$Q = F_f - P_t - N \cdot \sin \alpha + G.$$

$$27293,74 - 6157,52 - 63696,42 \cdot \sin 5^\circ$$

$$2114,74 \text{ [N]}$$

tige chargée en traction.

4.2 TIGE DU ROBINET A SOUPE



on adopte $b = 7 \text{ mm.} \Rightarrow$

$$D = d + 2b = 80 + 14 = 94 \text{ mm.}$$

En position fermée, la soupape peut travailler selon les trois possibilités suivantes :

a/ Alimentation normale: la pression exerce une force sur la face inférieure de la soupape.

b/ La pression existe: la pression exerce une force sur les deux faces de la soupape - il y a équilibrage de force.

c/ Le robinet est berré et il y a rupture d'alimentation.
Nous allons calculer l'effort que supporte la tige pendant l'état (a) et vérifier la déformation de la bague en l'état (b).

On aura alors: $Q = F_p + F_e.$

où F_p : effort exercé par le fluide sur la soupape

F_e : effort assurant l'étanchéité.

$$F_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 P_c.$$

$$F_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{94 \cdot 10^{-3} + 80 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^2 \cdot 64 \cdot 10^5.$$

$$F_p = 38045,9 \text{ [N].}$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q_e = \pi \cdot (d + b) \cdot b \cdot q_e$$

avec q_e = pression spécifique d'étanchéité devra être inférieure à la pression spécifique admissible $[q_e]$ contact acier-acier
robinet à Soupape $[q_e] = (800 \div 1000) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

$$q_e = \frac{a \cdot 10^3 + c P_c}{\sqrt{b}} \quad a = 100 ; c = 2,5$$

$$q_e = \frac{100 \cdot 10^3 + 2,5 \cdot 64 \cdot 10^5}{\sqrt{0,7}} = 310,75 \cdot 10^5$$

$$q_e < [q_e] = 800 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\text{Alors } F_e = \frac{\pi}{4} [(94 \cdot 10^{-3})^2 - (80 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 310 \cdot 10^5$$

$$F_e = 59310,12 \text{ [N]}$$

$$\text{ce qui donne : } Q = F_p + F_e = 38045,9 + 59310,12$$

$$Q = 97356,02 \text{ [N]}$$

Verifions maintenant à la base de cette valeur de Q s'il y a déformation de la bague en cas de rupture d'alimentation

$$\cdot P_c = 64 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

• S_b = surface de la bague

$$= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} [(94 \cdot 10^{-3})^2 - (80 \cdot 10^{-3})^2]$$

$$S_b = 1,9132 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_c = \frac{Q}{S_b} = \frac{97356,02}{1,9132 \cdot 10^{-3}} = 509,71 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$[\sigma_c] = 2250 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

la contrainte est vérifiée...

5. DETERMINATION DES FORMES CONSTRUCTIVES

- de la tige
- de la presse étoupe

5.1 / Calcul préliminaire des diamètres des 2 tiges.

Le calcul du diamètre de la tige sera fait uniquement à la base de la contrainte de compression, qu'on doit vérifier après la détermination définitive à la torsion et à la traction

5.1.1 / Robinet Vanne:

$$Q = 67096,54 \text{ N}; d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi [\sigma']}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 67096,54}{\pi [2550 \cdot 10^5]}}$$

$$d_t \geq 0,0183 \text{ m} = 18,3 \text{ mm.}$$

5.1.2 / Robinet à Soupape:

$$Q = 97356,02 \text{ N}; d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi [\sigma']}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 97356,02}{\pi [2550 \cdot 10^5]}}$$

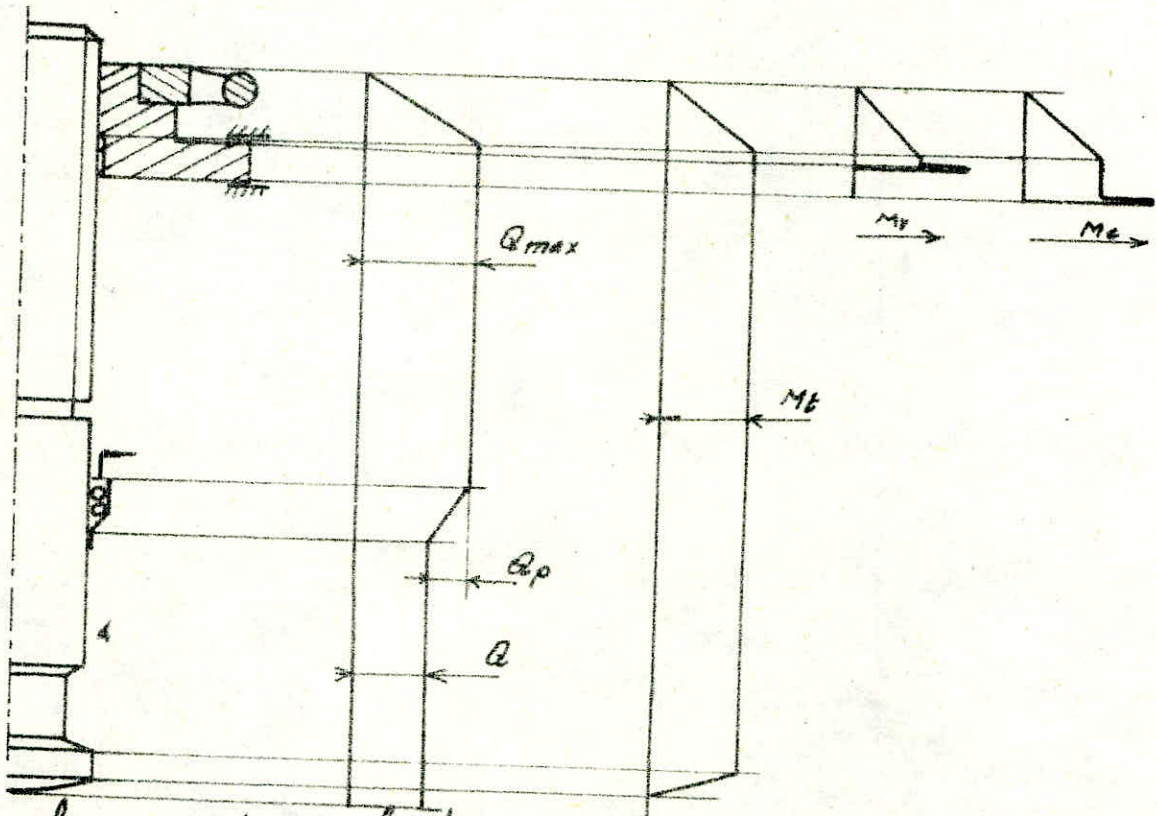
$$d_t \geq 0,022 \text{ m} = 22 \text{ mm.}$$

On adoptera pour les 2 constructions une valeur de :

$$d_t = 22 \text{ mm.}$$

5.2. / Construction de la tige

5.2.1 Robinet Vanne:



Q = force exercée par la tige au dessous de la presse étoupe.

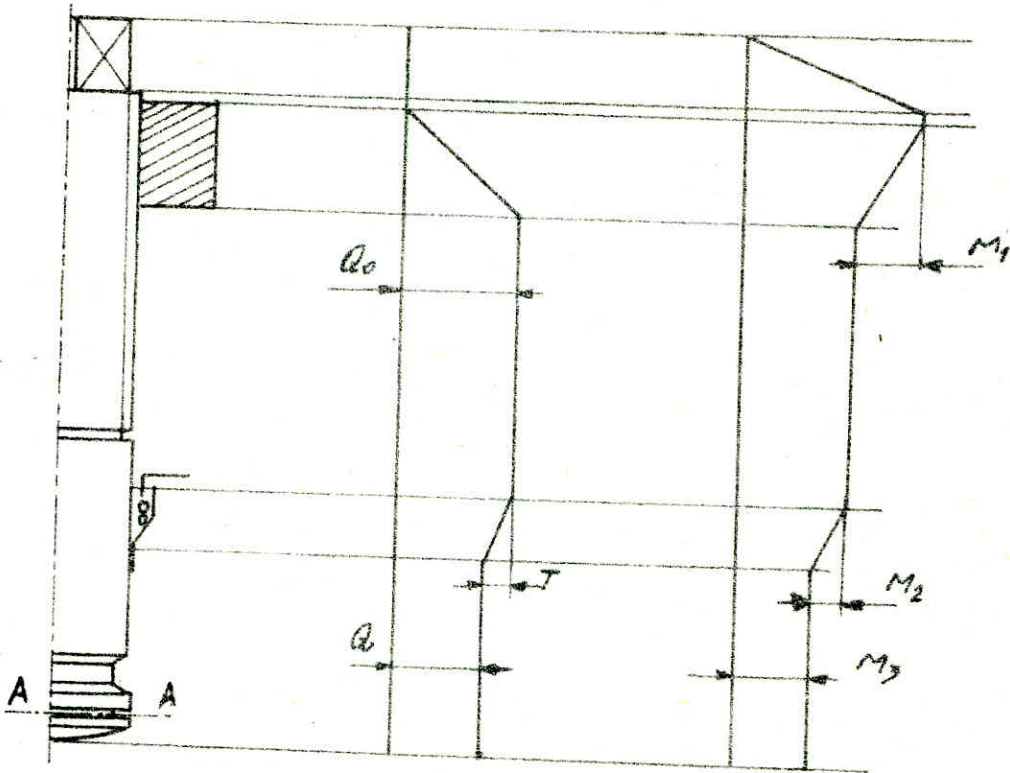
Q_p = force due au frottement au niveau de la presse étoupe.

M_t : moment chargeant la tige à la torsion.

M_e : moment due au frottement entre l'écrou et le couvercle

$M_v = M_t + M_e$: moment exercé par le volant.

5.2.2 / Robinet à soupape



Q = force exercée par la tige au dessous de la presse étoupe.

T = force due au frottement au niveau de la presse étoupe

M_3 = moment chargeant la tige à la torsion au dessous de la presse étoupe

M_2 = moment du au frottement au niveau de la presse étoupe

M_1 = moment du au frottement au niveau de l'écrou.

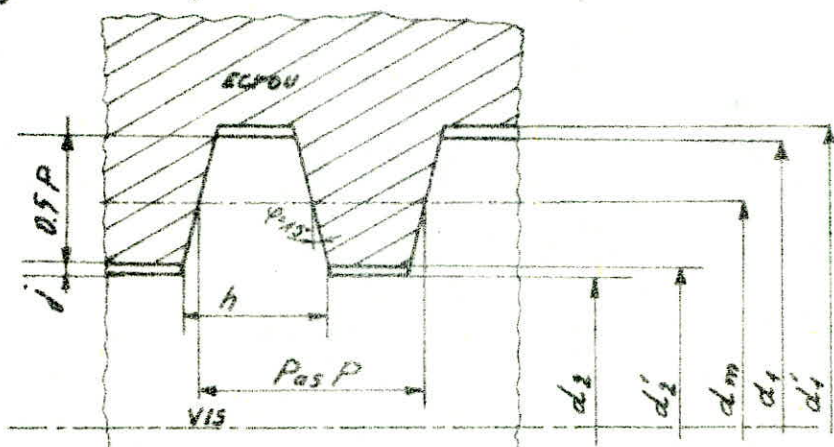
Pour déterminer les forces et les moments chargeant la tige on doit faire le choix du filetage et la construction de la presse étoupe.

5.3 / Choix du filetage :

(pour les deux constructions)

le diamètre minimal de la tige étant déterminé par les calculs préliminaires ; on a choisit un filetage dont le diamètre

au fond du filet soit supérieur soit égale à d_t .



On choisit un filetage trapezoidal Tr 32 x 6 selon la normalisation Gost

$$d_1 = 32 \text{ mm} \text{ diamètre nominal}$$

$$P = 6 \text{ mm} \text{ le pas}$$

$$J = 0,5 \text{ jeu au fond du filet.}$$

$$d'_1 = d_1 + 2j = 32 + 2 \cdot 0,5 = 33 \text{ mm} \text{ diau ext de l'écrou.}$$

$$d_2 = d_1 - P \cdot 2j = 32 - 6 \cdot 2 \cdot 0,5 = 25 \text{ mm} \text{ diamètre de la tige au fond du filet.}$$

$$d_2 > d_t$$

$$d'_2 = d_1 - P = 32 - 6 = 26 \text{ mm} \text{ diamètre au fond du filet de l'écrou.}$$

$$d_m = \frac{d_1 + d'_2}{2} = d_1 - 0,5 P = 29 \text{ mm} \text{ diamètre moyen.}$$

$$S_1 = 2,73 \text{ cm}^2 = 2,73 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 : \text{ surface de contact d'un filet.}$$

$$X = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m} : \text{ bras de flexion.}$$

$$W_{fv} = 0,216 \cdot 10^{-6} : \text{ module de flexion de la vis.}$$

$$W_{fe} = 0,286 \cdot 10^{-6} : \text{ " " " de l'écrou.}$$

contrainte admissible (écrou en acier)

$$[\sigma_e] = 250 \div 350 \cdot 10^6 \text{ Pa} - \text{d'écrasement.}$$

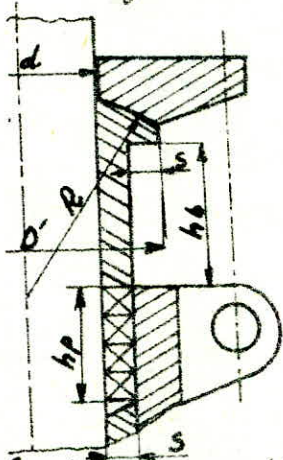
$$[\sigma_f] = 1100 \div 1600 \cdot 10^6 \text{ Pa} - \text{flexion (traction)}$$

$$[\tau_c] = 700 \div 1000 \cdot 10^6 \text{ Pa} - \text{de cisaillement.}$$

h : hauteur de cisaillement.

5.4 / Choix de la presse étoupe (pour les deux constructions)

Puisqu'on a déjà choisi le diamètre nominal du filetage;
on adopte la même valeur pour le diamètre de la partie lisse
de la tige : $d = d_1 = 32 \text{ mm}$.



$$d = d_1 = 32 \text{ mm.}$$

s = largeur de la presse étoupe

$$s = k\sqrt{d} \quad k = 1,15.$$

$$s = 1,15\sqrt{32} = 6,5 \text{ mm.}$$

la largeur s étant normalisée selon GOST, on adopte $s = 6 \text{ mm}$.

$$\bullet h_p = 8 \cdot s = 8 \cdot 6 = 48 \text{ mm.}$$

$$h_p > d + 2s = 32 + 2 \cdot 6 = 44 \text{ mm.}$$

$$\bullet h_s = h_p - 2s = 48 - 2 \cdot 6 = 36 \text{ mm.}$$

$$\bullet D' = d + 2s + 2 \cdot (3) = 32 + 2 \cdot 6 + 2 \cdot 3 = 50 \text{ mm.}$$

$$\bullet R \approx D'$$

5.5 / Calcul des forces :

5.5.1 / Robinet Vanne :

a/ Force verticale assurant l'étanchéité Q_p .

$$Q_p = \frac{\pi}{4} [(d+2s)^2 - d^2] \cdot k \cdot P_c.$$

k : coefficient de proportionnalité donné suivant la valeur de $\frac{h_p}{s}$;

P_c : pression corrigée.

selon GOST: $\frac{h_p}{s} = \frac{48}{6} = 8$, $P_c = 64 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

$$k = 2,31 \quad ; \quad k_1 = 1,43.$$

Alors

$$Q_p = \frac{\pi}{4} [(32 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3})^2 - (32 \cdot 10^{-3})^2] \cdot 2,31 \cdot 64 \cdot 10^5$$

$$Q_p = 10589,52 \text{ [N]}.$$

le nombre de boulons étant 2, la force exercée par chaque boulon étant F_b ; $F_b = c \cdot \frac{Q_p}{2}$, $c = 1,2$: coef. de sécurité.

$$F_b = 1,2 \frac{10589,5}{2} = 6353,7 \text{ N} \Rightarrow \text{boulons M12.}$$

b/ Force résistante au moment de la tige: Q'_p .

$$Q'_p = k_1 \cdot d \cdot s \cdot P_c \quad k_1 = \text{coef de proportionnalité (déjà donné)}$$

$$Q'_p = 1,43 \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5$$

$$Q'_p = 1757,18 \text{ [N]}.$$

5.5.2 / Robinet à soupape:

a/ Calcul de la force T assurant l'étanchéité:

$$T = \frac{\pi}{4} [(d+2s)^2 - d^2] \cdot k \cdot P_c.$$

tous les facteurs sont identiques à ceux de la construction précédente; $T = 10589,52$.

de même que F_6 (le nombre de boulons étant aussi deux)

$$F_6 = 1,2 \cdot \frac{T}{2} = 6353,7 \text{ N}$$

b/ Calcul de Q_0 effort supporté par la tige au dessus de la presse étoupe :

$$Q_0 = Q + T = 97356,02 + 10589,52.$$

$$Q_0 = 107945,54 \text{ [N]}$$

5.6 / Calcul des moments :

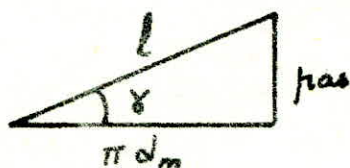
5.6.1 / Robinet Vanne:

a/ moment chargeant la tige à la torsion (M_t):

$$M_t = Q_{\max} \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \rho') \quad \text{avec}$$

• $Q_{\max} = 67096,54$, $d_m = 29 \text{ mm}$.

γ : angle de l'hélice



$$\gamma = \text{arctg} \frac{\text{Pas}}{\pi d_m} = \text{Arctg} \frac{6}{\pi \cdot 29} = 3,76^\circ$$

$$\gamma = 3,76^\circ$$

ρ' = angle réduit de frottement.

$$\rho' = \text{arctg} \mu' \quad ; \quad \mu' : \text{coef. réduit de f. t.}$$

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \varphi} \quad ; \quad \mu : \text{coef de frottement tige-écrou}$$

$$\mu = 0,3.$$

φ : angle du profil trapézoïdal.

$$\varphi = 15^\circ.$$

$$\mu' = \frac{0,3}{\cos 15} = 0,31 \rightarrow \rho' = \text{arctg} 0,31 = 17,69^\circ$$

pendant le serrage

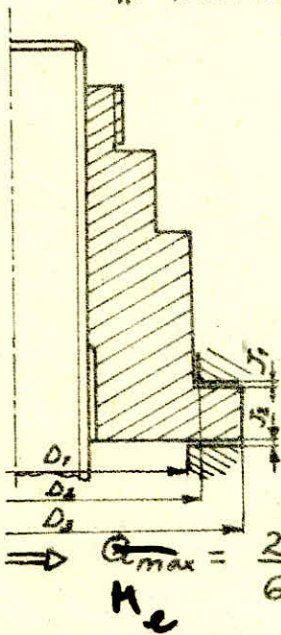
$$M_t = \frac{1}{2} 67096,54 \cdot 29 \cdot 10^3 \cdot \lg(41,6 + 3,7) = 266,16 \text{ N.m}$$

$$M_t = 266,15 \text{ N.m}$$

pendant le desserrage $Q = 49793,53 \Rightarrow M_t = 197,5 \text{ N.m}$

6/ Moment chargeant l'écrou M_e due au frottement :
écrou - couvercle.

* serrage du coin



$$M_e = \frac{2}{6} Q_{max} \frac{D_3^3 - D_2^3}{D_3^2 - D_2^2} \cdot \mu$$

μ : coefficient de frottement

$\mu = 0,2$ pendant le serrage.

$\mu = 0,15$ pendant le desserrage.

$$Q_{max} = 67096,54 \text{ N}$$

$$D_1 = 44 ; D_2 = 52 ; D_3 = 62.$$

$$\Rightarrow Q_{max} = \frac{2}{6} 67096,54 \frac{(62 \cdot 10^{-3})^3 - (52 \cdot 10^{-3})^3}{(62 \cdot 10^{-3})^2 - (52 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 0,2$$

$$M_e = 191,71 \text{ [N]}\cdot\text{m}$$

→ Desserrage du coin :

$$M_e = \frac{2}{6} Q_{max} \frac{D_3^3 - D_1^3}{D_3^2 - D_1^2} \cdot \mu$$

$$Q_{max} = 49793,53 \text{ N}$$

$$M_e = \frac{2}{6} \cdot 49793,53 \frac{(62 \cdot 10^{-3})^3 - (44 \cdot 10^{-3})^3}{(62 \cdot 10^{-3})^2 - (44 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 0,15$$

$$M_e = 199,83 \text{ [N]}\cdot\text{m}$$

c) Moment du volant M_v :

• Pendant le serrage:

$$M_v = M_t + M_e = 535,59 + 191,71 = 727,31$$

$$M_v = 727,31 \text{ N.m}$$

• Pendant le desserrage:

$$M_v = M_t + M_e = 387,48 + 199,83 = 587,31$$

$$M_v = 587,31 \text{ N.m.}$$

5.6.2 / Robinet à Soupape:

• a) Moment de torsion dans l'écrou quand on ferme le Robinet

$$M_1 = Q_0 \cdot \frac{D_m}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

$$Q_0 = 107945,54 \text{ N}$$

les autres facteurs sont identiques que précédemment puisqu'on a le même filetage.

$$M_1 = \frac{1}{2} \cdot 107945,54 \cdot 29 \cdot 10^{-3} \operatorname{tg}(11,6 + 3,6) = 428,19 \text{ N.m}$$

$$M_1 = 428,19 \text{ N.m.}$$

b) Moment dû au frottement au niveau de la presse étoupe

$$M_2 = T \cdot \frac{d}{2} = 10589,52 \cdot \frac{32}{2} \cdot 10^{-3} = 169,432 \text{ N.m.}$$

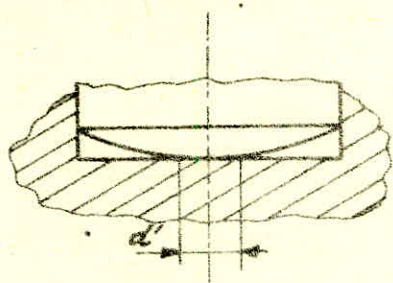
c) Moment dû au frottement entre la tête de la tige et la soupape.

$$M_3 = 0,25 \cdot \mu \cdot Q \cdot d'$$

• μ : coefficient de frottement $\mu = 0,4$.

• $Q = 97356,02 \text{ N}$.

• d' = diamètre de contact.



$$d' = 1,76 \sqrt{\frac{2 \cdot Q \cdot R}{E}}$$

avec $R \approx d = 32 \cdot 10^{-3}$.

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ da N/cm.}$$

$$\Rightarrow d' = 1,76 \sqrt[3]{\frac{2 \times 9735,6 \times 3,2}{2,1 \cdot 10^6}}$$

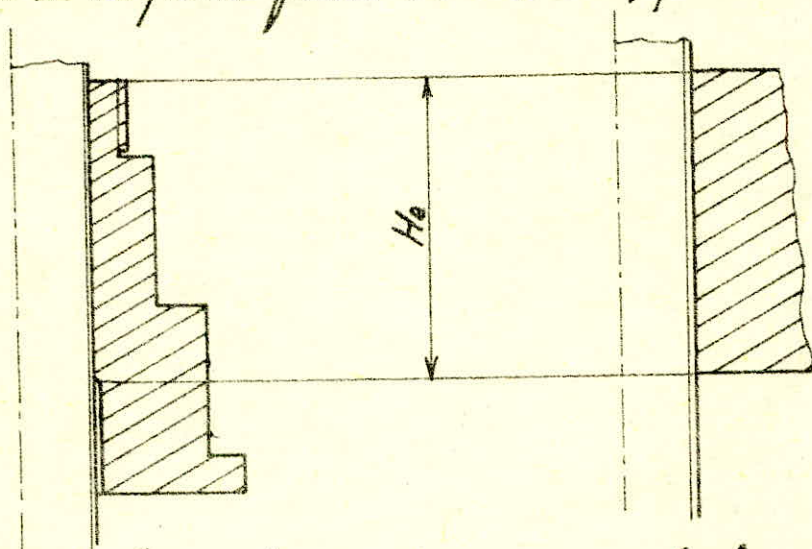
$$d' = 5,44 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow M_3 = 0,25 \cdot 0,4 \cdot 97356,02 = 9735,602 \cdot 10^{-3}$$

$$M_3 = 52,96 \text{ N.m}$$

5.7 / Calcul de la hauteur du filetage:

(hauteur de la partie fileté de l'écrou, pour les 2 constructions)



le filetage et le pas étant choisis ; on calcule z.

a) à partir de la résistance d'écrasement :

$$\sigma_e = \frac{Q_{max}}{z \cdot S_1} \leq [\sigma_e] \quad ; \quad Q_{max} = 67096,54 \text{ N.}$$

S_1 [m²] : surface de contact d'un filet

$[\sigma_e]$: contrainte admissible d'écrasement

$$S_1 = 2,74 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad ; \quad \sigma_e = 300 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\Rightarrow z \geq \frac{Q_{max}}{S_1 [\sigma_c]} = \frac{67096,54}{2,74 \cdot 10^{-9} \cdot 350 \cdot 10^6} = 6,99 \quad ; \quad \underline{z = 7}$$

b) à partir de la résistance de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{z \cdot W_f} \leq [\sigma_f] \quad \Rightarrow \quad z \geq \frac{M_f}{W_f \cdot [\sigma_f]}$$

avec M_f : moment de flexion

W_f [m^3]: module de flexion

$[\sigma_f]$: contrainte admissible de flexion.

- Vérification pour l'écrou.

$$W_{fe} = 0,286 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}.$$

$$\sigma_f = 1500 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

$$M_f = Q_{max} \cdot l_1 \quad (l_1 = x = \text{bras de flexion}); \quad x = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m (p.)}$$

$$M_f = 67096,54 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 134,19 \text{ N.m.}$$

$$\Rightarrow z \geq \frac{134,19}{0,286 \cdot 10^{-6} \cdot 1500 \cdot 10^6} = 3,12$$

$$\underline{z = 4.}$$

- Vérification pour la tige:

$$W_{fv} = 0,216 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$[\sigma_t]_f = 2400 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

$$M_f = 134,19$$

$$z \geq \frac{134,19}{0,216 \cdot 10^{-6} \cdot 2400 \cdot 10^6} = 2,58.$$

$$\underline{z = 3.}$$

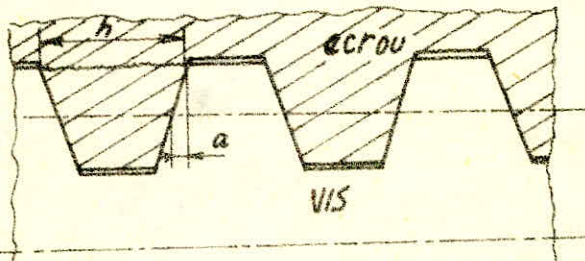
c) à partir de la résistance de cisaillement:

$$\sigma_c = \frac{Q_{max}}{z \cdot S_2} < [\tau_c] \quad \Rightarrow \quad z \geq \frac{Q_{max}}{S_2 [\tau_c]}$$

où S_2 : surface de cisaillement d'un filet.

$[\tau_c]$: contrainte admissible de cisaillement

$$[\tau_c] = 800 \cdot 10^6 \text{ (pour l'écrou)} \quad ; \quad [\tau_c] = 1200 \cdot 10^6 \text{ (pour la vis)}$$



- Vérification pour l'écrou :

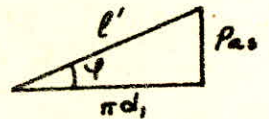
$$S_2 = h \cdot l' \quad ; \quad h : \text{hauteur de cisaillement}$$

$$h = \frac{P}{2} + 2a \quad \text{où } P = \text{pas. et } a = \frac{d_1 - d_m}{2} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = \frac{d_1 - (d_1 - 0,5P)}{2} \operatorname{tg} 15^\circ$$

$$\text{donc } h = \frac{P}{2} (1 + \operatorname{tg} 15^\circ) = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{2} (1 + \operatorname{tg} 15^\circ) = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$h = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

l' : longueur d'un filet sur le diamètre d_1 .



$$\cdot \varphi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_1} = 3,4^\circ \quad ; \quad \cdot l' = \frac{P}{\sin \varphi} = 0,1 \text{ m.}$$

$$\text{Alors : } S_2 = 0,1 \cdot 3,8 \cdot 10^{-3} = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$S_2 = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$\Rightarrow z \geq \frac{67096,54}{3,8 \cdot 10^{-4} \cdot 800 \cdot 10^5} = 2,2.$$

$$\underline{z = 3.}$$

Vérification pour la vis :

$S_2 = h \cdot l''$; où l'' : longueur d'un filet sur le diamètre d_2 .

$$S_2 = \frac{P^2}{2} \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} 15^\circ}{\sin \left(\operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2'} \right)}$$

$$S_2 = \frac{6^2}{2} \cdot \frac{1 + \operatorname{tg} 15^\circ}{\sin \left(\operatorname{arctg} \frac{6}{\pi (32-6)} \right)} = 3,11 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$\Rightarrow z \geq \frac{67096,54}{3,11 \cdot 10^{-4} \cdot 1200 \cdot 10^6} = 1,79 \quad ; \quad \underline{z = 2.}$$

Alors la hauteur h_0 est : $h_0 = z \cdot P = 7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 42 \cdot 10^{-3}$

$$\underline{H_0 = 42 \cdot 10^{-3} \text{ m.}}$$

5.8 / Verification de la tige :

Ayant choisi le diamètre primitif de la tige et le filetage on vérifie les contraintes.

la tige est chargée :

- à la compression (la traction) par Q_{max} .
- à la torsion par le moment M_t

$$d_{min} = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

5.8.1 / Robinet Vanne:

a) pendant le serrage:

- compression :

$$\sigma_c = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi d_{min}^2}{4}} \leq [\sigma_c] ; [\sigma_c] = 2550 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\sigma_c = \frac{67096,54}{\frac{\pi (25 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 1366,8 \cdot 10^5 < [\sigma_c].$$

- Torsion :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W} = \frac{M_t}{\frac{\pi d_{min}^3}{16}} \leq [\tau_t] ; [\tau_t] = 1550 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_t = \frac{266,15}{\frac{\pi (25 \cdot 10^{-3})^3}{16}} = 867,02 \cdot 10^5 < 1550 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- Contrainte idéale :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau_t^2} \leq [\sigma_i] ; [\sigma_i] = 2450 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\sigma_i = \sqrt{(1366,8 \cdot 10^5)^2 + 4 (867,02 \cdot 10^5)^2} = 2208 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\sigma_i \leq [\sigma_i].$$

b/ Pendant le desserrage:

- traction: $[\sigma_t] = 2400 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

$$\sigma_t = \frac{Q_{\max}}{\pi \frac{d_{\min}^2}{4}} = \frac{49793,53}{\pi \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 1014,3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t = 1014,3 \cdot 10^5 < [\sigma_t]$$

- torsion:

$$[\tau_t] = 1550$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{\pi \frac{d_{\min}^3}{16}} = \frac{197,5}{\pi \frac{(25 \cdot 10^{-3})^3}{16}} = 643,74 \cdot 10^5$$

$$\tau_t = 643,74 \cdot 10^5 < [\tau_t]$$

- contrainte idéale:

$$[\sigma_i] = 2450 \cdot 10^5$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \tau_t^2} = \sqrt{(1014,3 \cdot 10^5)^2 + 4 (643,74 \cdot 10^5)^2}$$

$$\sigma_i = 1638 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

5.8.2 / Robinet à Soupape:

- Compression:

$$\sigma_c = \frac{Q_c}{\pi \frac{d_m^2}{4}} = \frac{107945,54}{\pi \frac{(25 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 2199,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$[\sigma_c] = 2550 \cdot 10^5$$

- torsion:

$$[\tau_t] = \frac{M_2 + M_3}{\pi \frac{d_m^3}{16}} = \frac{169,9 + 52,96}{\pi \frac{(25 \cdot 10^{-3})^3}{16}} = 725 \cdot 10^5$$

$$\tau_t = 725 \cdot 10^5 < 1550 \cdot 10^5 = [\tau_t]$$

- Contrainte idéale:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_c^2 + 4 \tau_t^2} = \sqrt{(2199,0 \cdot 10^5)^2 + 4 (725 \cdot 10^5)^2} = 1450 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_i = 1450 \cdot 10^5 < 2400$$

Verification à la torsion dans la section A-A.

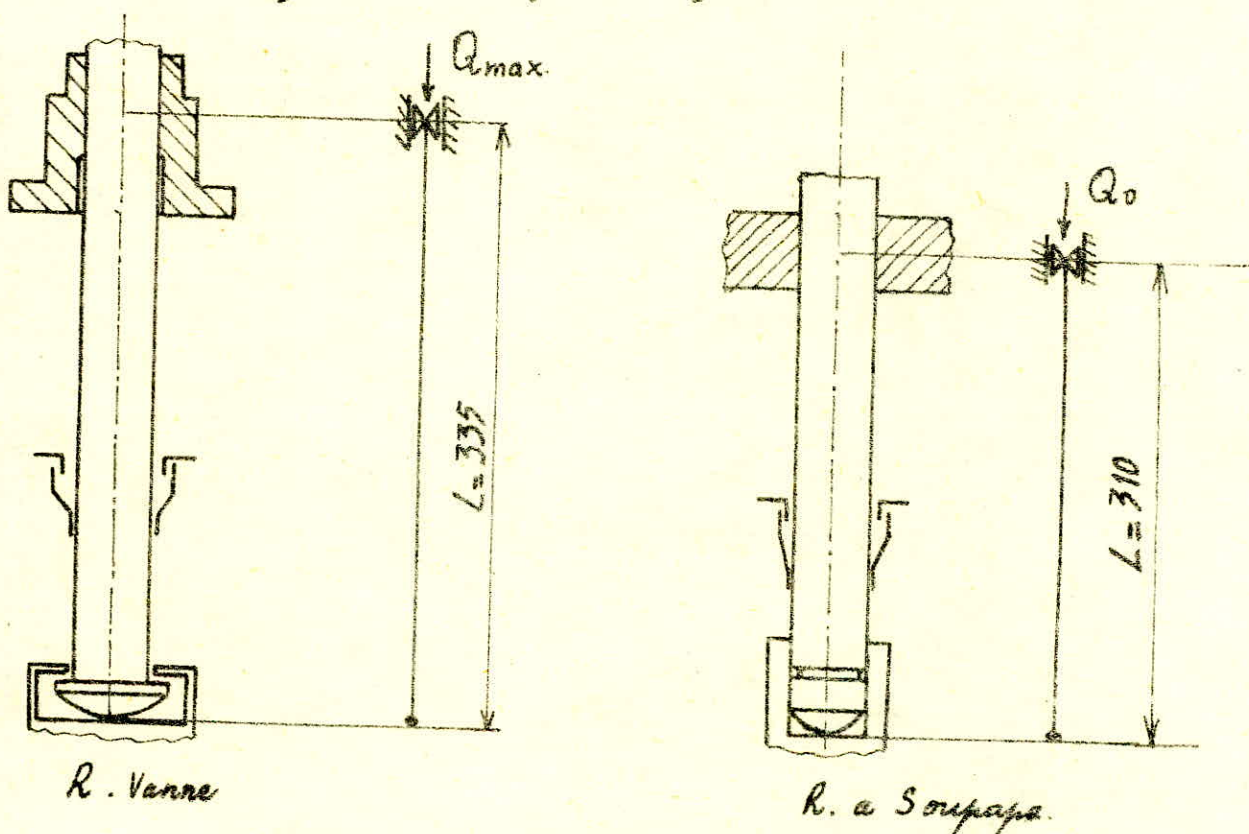
$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad \text{avec} \quad W_t = 208 \frac{d^3}{2\sqrt{2}} = 0,0736 d^3$$

$$M_t = 428,19$$

$$W_t = 2,411 \cdot 10^{-6}$$

$$\tau_t = 1775,98 \cdot 10^5 < [\tau_t]$$

5.9 / Verification au flambage:



a) Robinet Vanne:

$$\lambda = \frac{L}{i} \quad (i \text{ rayon de giration})$$

$$i = \frac{d_{\min}}{4} = \frac{25 \cdot 10^{-3}}{4} = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$L = 335 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\Rightarrow \lambda = 53,6$$

'élancement critique λ'

$$\lambda^2 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

E = module d'élasticité

$$E = 17,5 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$$

σ_p = contrainte de la limite de proportionnalité

$$\sigma_p = 4200 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\lambda^2 = \pi \cdot \sqrt{\frac{17,5 \cdot 10^{10}}{4200 \cdot 10^5}}$$

$$\lambda^2 = 64,10$$

la méthode d'Euler ne peut être appliquée ($\lambda^2 > \lambda$)

on a $\lambda = 53,6 < 59$ pour notre matériau

le flambage est considéré comme vérifié

b) Robinet à soupape.

$$\lambda = \frac{L}{i}$$

i = rayon de giration

$$i = \frac{d_{\min}}{4} = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 310 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{310 \cdot 10^{-3}}{6,25 \cdot 10^{-3}} = 49,6$$

$$\lambda^2 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = 64,10$$

$$\lambda < 59$$

le flambage est considéré comme vérifié.

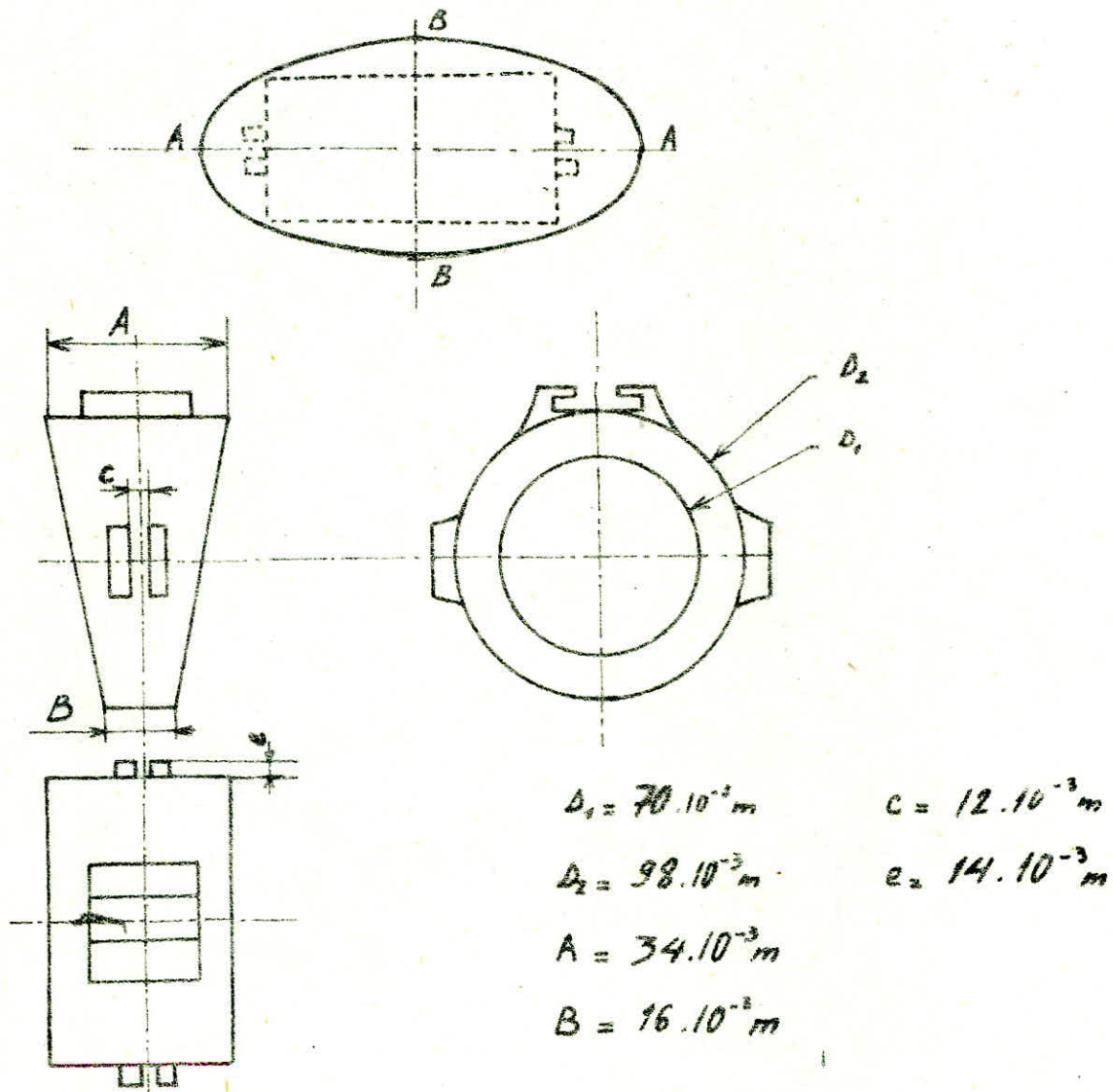
6. FORME CONSTRUCTIVE DES CORPS

Les brides laterales etant determinees (normalisees) et identiques pour les deux constructions; tandis que les brides recevant les chapeaux sont differentes a cause de la forme de l'obturateur.

- bride ovale pour le robinet vanne
- bride circulaire pour le robinet a soupape.

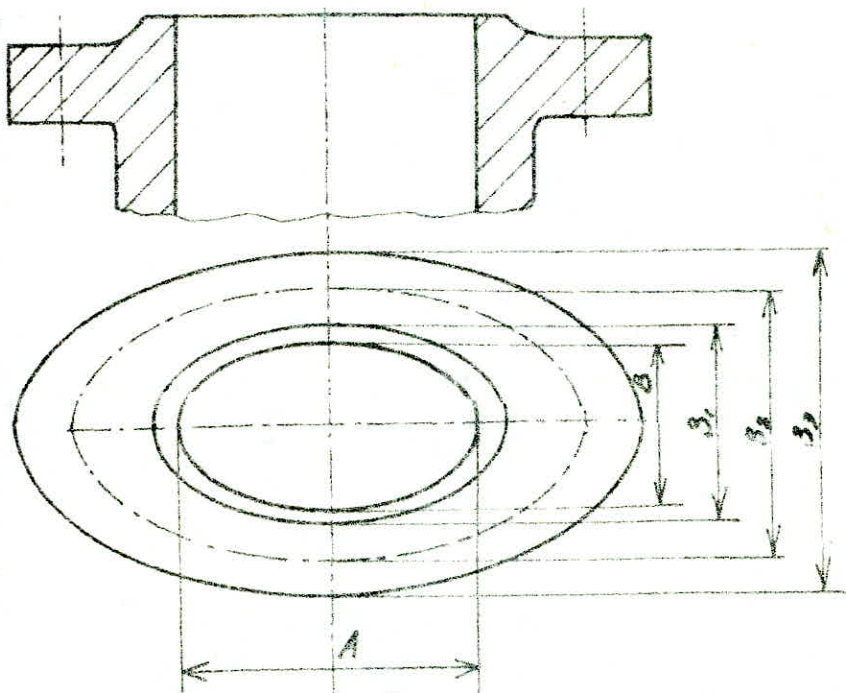
6.1 Etude de la bride ovale.

L'ovale est determinee de facon a recevoir le coin.



Suivant ces dimensions du coin on détermine l'oval intérieur, et on doit préciser ensuite les ovales déterminant :

- la largeur du joint d'étanchéité
- la position des goujons
- le contour de la bride



$$\begin{aligned} B &= 63 \cdot 10^{-3} \text{ m}, A = 134 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ B_1 &= 83 \cdot 10^{-3} \text{ m}, A_1 = 154 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ B_2 &= 132 \cdot 10^{-3} \text{ m}, A_2 = 202 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ B_3 &= 130 \cdot 10^{-3} \text{ m}, A_3 = 261 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

6.1.1 Effort chargeant les goujons.

$$Q_g = F_e + (1 + \eta)(F_p + Q_{\max})$$

avec :

F_e = Force assurant l'étanchéité

η = Coef. caractérisant l'élasticité de la liaison (bride - goujon - joint).

$\eta = 0$; joint en métal.

F_p = force due à la pression

Q_{\max} = force exercée par la tige.

• calcul de F_e :

$$F_e = S_j \cdot q_j$$

avec :

$$S_j = \pi \left(\frac{A_1}{2} \cdot \frac{B_1}{2} - \frac{A}{2} \cdot \frac{B}{2} \right) ; \text{ surface du joint}$$

$$S_j = \frac{\pi}{4} (154 \cdot 83 - 134 \cdot 63) = 3408,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

q_j = pression sur le joint assurant l'étanchéité

$$q_j = \frac{m \cdot P_c}{\sqrt{10^5 \cdot a \cdot \delta}}$$

m = coef. d'étanchéité

$m = 4,5$ joint en acier

P_c = pression corrigée

a = largeur du joint; $a = 10 \text{ mm}$

δ = épaisseur du joint; $\delta = 2 \text{ mm}$

$$q_j = \frac{4,5 \cdot 64 \cdot 10^5}{\sqrt{10^5 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}} = 203,64 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

la valeur de q_j doit vérifier: $q_j = P_c + 10^7 = 1,64 \cdot 10^7$

on adoptera la valeur supérieur

$$q_j = 2,03 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

ce qui nous donne :

$$F_e = S_j \cdot q_j = 34,08 \cdot 10^{-4} \cdot 2,03 \cdot 10^7$$

$$F_e = 69,2 \cdot 10^3 \text{ N}$$

• calcul de F_p .

$$F_p = S_c \cdot P_c$$

S_c = surface déterminée par le périmètre moyen du joint

P_c = pression corrigée.

$$S_c = \pi \cdot X \cdot Y$$

$$\text{avec } X = \frac{1}{2} \cdot \frac{A + A_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{134 + 154}{2} = 72 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{1}{2} \cdot \frac{B + B_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{63 + 83}{2} = 36,5 \text{ mm}$$

$$S_c = \pi \cdot 72 \cdot 36,5 = 82,56 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow F_p = S_c \cdot P_c = 82,56 \cdot 10^{-2} \cdot 64 \cdot 10^5$$

$$F_p = 5,28 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\cdot Q_{\max} = 6,7096 \cdot 10^4 \text{ N}$$

alors

$$Q_g = F_c + (1+\eta) \cdot (F_p + Q_{\max})$$

$$Q_g = 69,2 \cdot 10^3 + (1+0) \cdot (5,2 \cdot 10^4 + 67 \cdot 10^3)$$

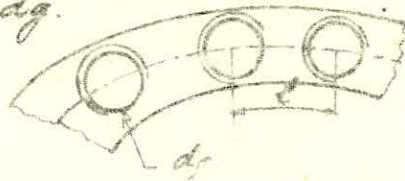
$$Q_g = 218054,5 \text{ N}$$

L'effort chargeant un goujon alors.

$$F_g = \frac{Q_g}{n} \quad n = \text{nombre de goujons.}$$

Le nombre de goujons doit vérifier la relation

$$2,5 d_g \leq l \leq 5 d_g$$



$$l = \frac{P}{n} \quad P = \text{périmètre} \quad ; \quad P = \pi \left(\frac{A_c}{2} + \frac{B_c}{2} \right) = \frac{\pi}{2} (200 + 133)$$

$$P = 524,6 \text{ mm}$$

$$n = 10 \quad \Rightarrow \quad l = 52,4 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad F_g = 21805,45 \text{ N}$$

$$\Rightarrow \quad d_g = 20 \text{ mm}$$

$$2,5 d_g = 50, \quad 5 d_g = 100, \quad l = 52,4$$

$$50 < 52,4 < 100$$

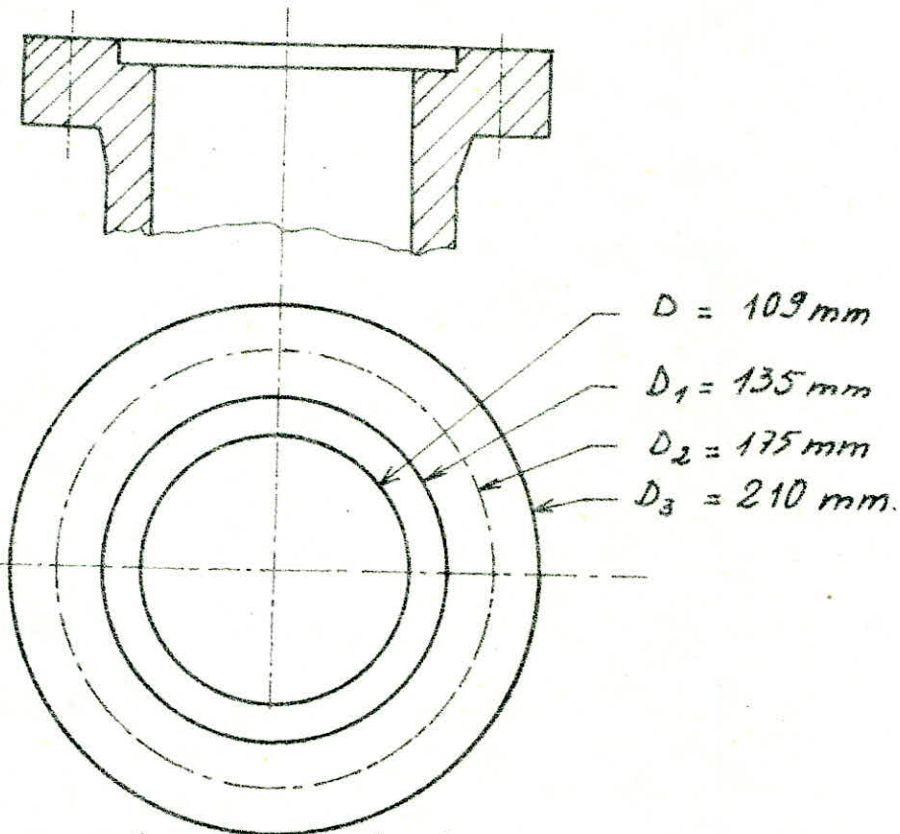
donc suivant la charge admissible sur un goujon

M20 de matériau (30XM) qui est de 27400 N

alors on a 10 goujons M20 en 30XM.

6.2 Etude de la bride circulaire

La bride doit permettre l'entrée et la sortie de la soupape



6.2.1 Effort chargeant les goujons Q_g

Les conditions de travail sont identiques que précédemment alors :

$$Q_g = F_e + (1 + \eta) \cdot (F_p + Q_{\max})$$

• $\eta = 0$

• $Q_{\max} = 9,7356 \cdot 10^4 \text{ N}$

• $F_e = S_j \cdot q_j$, $S_j = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} (135^2 - 109^2)$
 $S_j = 4982,52 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

$$q_j = \frac{m \cdot P_c}{\sqrt{10^5 \cdot a \cdot \delta}} = \frac{4,5 \cdot 64 \cdot 10^5}{\sqrt{10^5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}}$$

$q_j = 1,86 \cdot 10^7$

$$\cdot F_e = 4982,56 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^7 = 92675,61 \text{ N}$$

$$\cdot F_p = S_c \cdot P_c \quad ; \quad P_c = 64 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$S_c = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+D_1}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{109+135}{2} \right)^2 = 116,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow F_p = 116,9 \cdot 10^{-4} \cdot 64 \cdot 10^5$$

$$F_p = 74816 \text{ N}$$

alors:

$$Q_g = F_e + (1+\eta) \cdot (F_p + Q_{\max})$$

$$= 92675,61 + (1+0) \cdot (116,9 \cdot 10^{-4} + 9,7356 \cdot 10^4)$$

$$Q_g = 263546,15 \text{ N}$$

L'effort chargeant un goujon

$$F_g = \frac{Q_g}{n} \quad n = \text{nombre de goujons.}$$

le nombre de goujons doit vérifier la relation

$$2,5 d_g \leq l \leq 5 d_g \quad ; \quad l = \frac{P}{n} = \frac{\pi \cdot D_g}{n}$$

pour 8 goujons de M20

$$l = \frac{\pi \cdot 17,5}{8} = 54,97 \text{ mm.}$$

$$2,5 d_g = 50 \text{ mm} \quad , \quad 5 d_g = 100 \text{ mm.}$$

$$\Rightarrow 50 < 54,97 < 100$$

7. CALCUL A LA RESISTANCE

7.1 Calcul de l'épaisseur minimale

partie cylindrique pour les deux constructions.
au niveau de la section cylindrique, la contrainte idéale est donnée par la formule empirique :

$$\sigma = \frac{d+s-c}{2,3(s-c)} \cdot p_c \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$$

Ce qui nous donne

$$s \geq \frac{d \cdot p_c}{2,3[\sigma] - p_c} + c \quad [m].$$

avec :

$s [m]$ = épaisseur de la paroi

$d [m]$ = diamètre de passage du fluide.

$[\sigma] [Pa]$ = contrainte admissible

$p_c [Pa]$ = pression corrigée.

$\sigma_B [Pa]$ = contrainte de rupture.

$$\sigma_B = 4500 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

K = coef. de sécurité ; $K=8$

$c [m]$ = surplus pour réduire la corrosion et l'inégalité des surfaces moulées.

$$c = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$s \geq \frac{80 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5}{2,3 \frac{4500 \cdot 10^5}{8} - 64 \cdot 10^5} + 3 \cdot 10^{-3} = 7,16 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

on remarque que pour des conditions de moulage.

on recommande $s = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

7.2 verification de l'epaisseur de la section
(elliptique) - cote chapeau.

$$S \geq \frac{D \cdot P_c}{2,3 [\sigma] - P_c} + c = \frac{109 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5}{2,3 \left[\frac{9500}{8} \right] \cdot 10^5 - 64 \cdot 10^5} + 3 \cdot 10^{-3}$$

$$S \geq 7,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

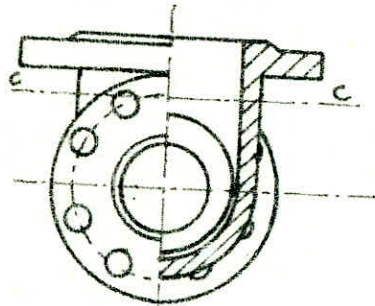
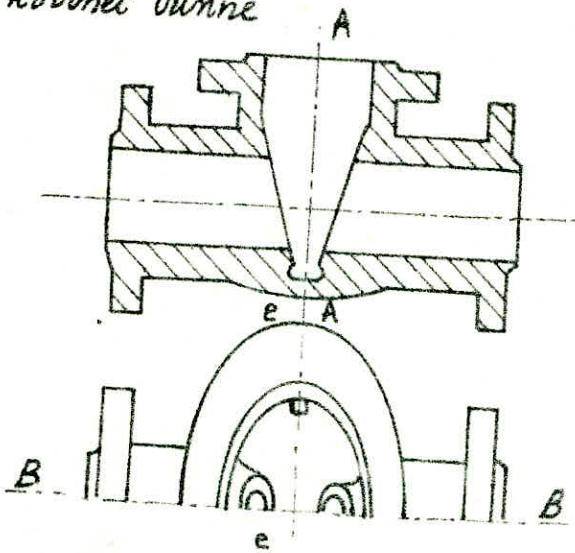
$$S \geq \frac{A \cdot P_c}{2,3 [\sigma] - P_c} + c = \frac{134 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5}{2,3 \left[\frac{9500}{8} \right] \cdot 10^5 - 64 \cdot 10^5} + 3 \cdot 10^{-3}$$

$$S \geq 9,9 \cdot 10^{-3}$$

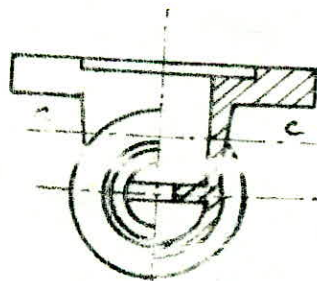
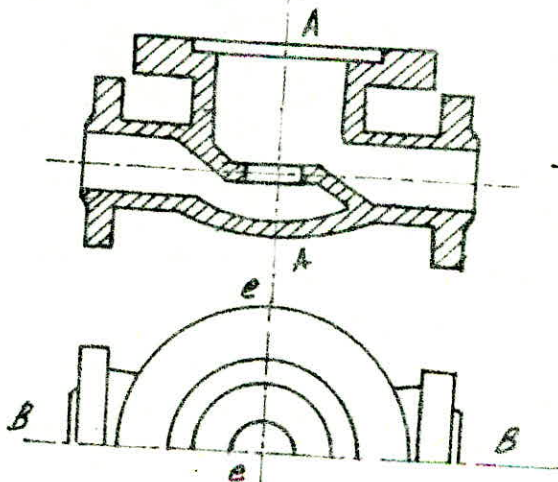
7.3 Verification des contraintes

verifie.

• Robinet vanne



• Robinet a soupape



7.3.1 contrainte de traction

Section B-B

$$\sigma_t = \frac{F}{f} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$$
$$[\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

F [N] = force chargeant la section

f [m²] = surface de la section

$$F = S_1 \cdot P_c$$

P_c = pression corrigée hachurée (Coupe B.B.)

S_1 = surface de la section non hachurée (coupe B.B.)

S_1 et f sont déterminées à l'aide du papier millimétré.

R.V :

$$f_v = 15828 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$S_{1v} = 31415 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow F = S_1 \cdot P_c = 31415 \cdot 10^{-6} \cdot 64 \cdot 10^5 = 20,1056 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\sigma_t = \frac{20,1056 \cdot 10^4}{15828 \cdot 10^{-6}} = 127,02 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\sigma]$$

R.S

$$f_s = 20270 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$S_{1s} = 53674 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow F = S_1 \cdot P_c = 53674 \cdot 10^{-6} \cdot 64 \cdot 10^5 = 343513,6 \text{ N}$$

$$\sigma_t = \frac{343513,6}{20270 \cdot 10^{-6}} = 169,46 \cdot 10^5 < [\sigma]$$

Section C.C

$$\sigma_a = \frac{F}{S_3} \leq [\sigma] ; [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5$$

avec F = force total chargeant le couvercle due à la pression du fluide et à l'effort maximal chargeant la tige.

S_3 = surface de la section

$$F = Qg$$

R.V.

$$S_3 = \frac{\pi}{4} [A_1 \cdot B_1 - A \cdot B] = \frac{\pi}{4} [154.83 - 134.63] \cdot 10^{-6}$$

$$S_3 = 3408,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$F = \rho g = 218054,5 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{F}{S_3} = \frac{218054,5}{3408,6 \cdot 10^{-6}} = 560 \cdot 10^5$$

$$\sigma_a = 560 \cdot 10^5 < [\sigma]$$

R.S

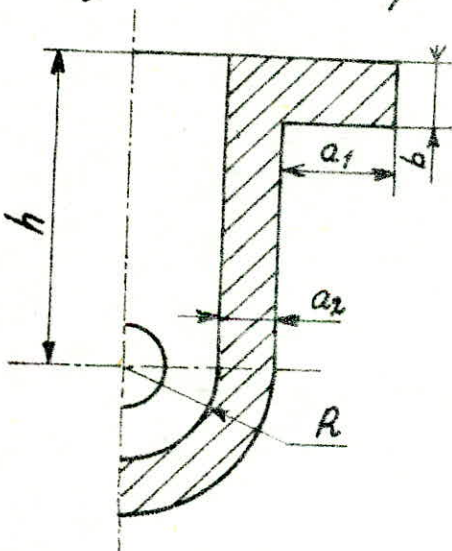
$$S_3 = \frac{\pi}{4} [D_1^2 - D^2] = \frac{\pi}{4} [135^2 - 109^2] = 4982 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$F = \rho g = 263546,16 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{F}{S_3} = \frac{263546,16}{4982 \cdot 10^{-6}} = 528,9 \cdot 10^5 < [\sigma]$$

Section A.A.

pour simplifier les calculs, nous considérons la moitié de la section (pour les deux constructions) en simplifiant la forme du corps.



.R.V $R = 67 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$H = h + R = 143 + 67$$

$$H = 210 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 25 \cdot 10^{-3}, a_1 = 53 \cdot 10^{-3}, a_2 = 12 \cdot 10^{-3}$$

.R.S

$$R = 130 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$H = 167 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}, a_1 = 51 \cdot 10^{-3} \text{ m}, a_2 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S_1} \leq [\sigma]$$

F [N] = force due à la pression du fluide.

$$F = S_2 \cdot P_c \quad . \quad S_2 = \text{surface non hachurée}$$

$$S_2 = R \cdot h + \frac{1}{4} \pi R^2$$

$$. \quad S_1 = \text{surface hachurée.}$$

$$S_1 = b \cdot a_1 + h \cdot a_2 + \frac{1}{4} [(R+a_2)^2 - R^2]$$

x R.V $S_2 = 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \quad , \quad S_1 = 4,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$$F = S_2 \cdot P_c = 1,3 \cdot 10^{-2} \cdot 64 \cdot 10^5 = 8,32 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S_1} = \frac{8,32 \cdot 10^4}{4,41 \cdot 10^{-3}} = 188 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5$$

R.S $S_2 = 27,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad , \quad S_1 = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$$F = S_2 \cdot P_c = 27,8 \cdot 10^{-3} \cdot 64 \cdot 10^5 = 17,79 \cdot 10^4$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S_1} = \frac{17,79 \cdot 10^4}{5,3 \cdot 10^{-3}} = 335,7 \cdot 10^5 < [\sigma]$$

7.4 Verification de la contrainte de flexion. (R.V.)

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} < [\sigma]$$

M_f [N.m]: moment flechissant

W [m³]: module de flexion

$$. \quad M_f = H \cdot \left(\frac{B}{2}\right)^2 \cdot P_c \cdot n \quad \text{avec} \quad H = h + R$$

B [m]: petit axe de l'ellipse
interieur, $B = 63 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

P_c = pression corrigée

$n = 0,95$; coef. dependant du rapport $\frac{B}{A}$,

$$M_f = (143 \cdot 10^{-3} + 67 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(\frac{63 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2 \cdot 64 \cdot 10^5 \cdot 0,95$$

$$M_f = 1,267 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$$

7.4.1 Determination du module de flexion W [m³]

on determine le module de flexion W [m³] comme

suit:

1. déterminer le centre de gravité des

surfaces f_1, f_2, f_3 (1, 2, 3)

le point 3 est déterminé par :

$$X_4 = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R+a_2)^3 - R^3}{(R+a_2)^2 - R^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha} \cdot \cos \alpha$$

$$(\alpha = \frac{\pi \cdot \alpha^\circ}{180^\circ}) \quad X_4 = 46,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

2. déterminer le centre de gravité de toute la surface (0)

3. chercher les moments d'inertie des surfaces f_1, f_2 et f_3 par rapport à Y_1, Y_2 et Y_4 respectivement

$$J_1 = \frac{b \cdot a_1^3}{12} = \frac{30 \cdot 10^{-3} (53 \cdot 10^{-3})^3}{12} = 3,72 \cdot 10^{-7}$$

$$J_2 = \frac{h \cdot a_2^3}{12} = \frac{143 \cdot 10^{-3} (12 \cdot 10^{-3})^3}{12} = 2,06 \cdot 10^{-7}$$

$$J_4 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{64} \cdot [2(R+a_2)^4 - R^4]$$

$$J_4 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{64} [2(67 \cdot 10^{-3} + 12 \cdot 10^{-3})^4 - (67 \cdot 10^{-3})^4]$$

$$J_4 = 7,08 \cdot 10^{-7}$$

4. Déterminer le moment d'inertie total par rapport à "Y"

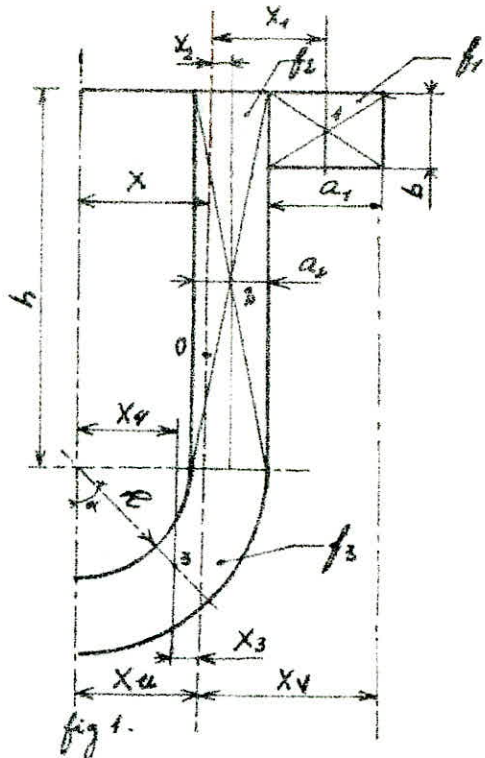
$$J_y = (J_1 + f_1 \cdot X_1^2) + (J_2 + f_2 \cdot X_2^2) + (J_4 + f_3 \cdot X_3^2 - f_3 \cdot X_4^2)$$

avec : $X_1 = R + a_2 + \frac{a_1}{2} - X = 29,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$X_2 = -R - \frac{a_2}{2} + X = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$X_3 = X - X_4 = 29,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{voir fig. 1})$$

$$J_y = (3,72 \cdot 10^{-7} + 1590 \cdot 10^{-6} \cdot (29,3 \cdot 10^{-3})^2) + (2,06 \cdot 10^{-7} + 1716 \cdot 10^{-6} \cdot (3,2 \cdot 10^{-3})^2) + (7,08 \cdot 10^{-7} + 1376 \cdot 10^{-6} \cdot (29,7 \cdot 10^{-3})^2 - 1376 \cdot 10^{-6} \cdot (46,5 \cdot 10^{-3})^2) =$$



$$a_1 = 53 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad a_2 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad h = 143 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$R = 67 \cdot 10^{-3}, \quad f_1 = 1590 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$f_2 = 1716 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2, \quad f_3 = 1376 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$X = \frac{f_1 \cdot (\frac{a_1}{2} + a_2 + R) + f_2 \cdot (R + \frac{a_2}{2}) + f_3 \cdot X_4}{f_1 + f_2 + f_3}$$

$$X = 76,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \Rightarrow X_4 = 55,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$J_y = 7,21 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad \text{alors :}$$

$$W_u = \frac{J_y}{X_u} = 9,4 \cdot 10^{-6} \text{ module au niveau des fibres en traction}$$

$$W_v = \frac{J_y}{X_v} = 1,29 \cdot 10^{-5} \text{ module au niveau des fibres en compression}$$

• Zone de traction :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_u} = \frac{1,26 \cdot 10^3}{9,4 \cdot 10^{-6}} = 1340 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

• Zone de compression : $\sigma_f = \frac{M_f}{W_v} = \frac{1,26 \cdot 10^3}{1,29 \cdot 10^{-5}} = 976,7 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

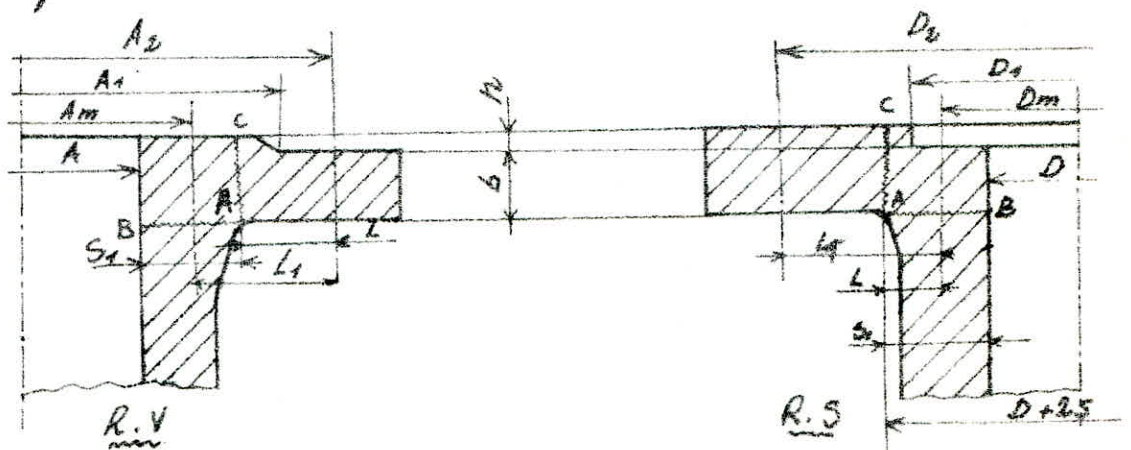
La contrainte totale de cette section est.

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_f = 188 \cdot 10^5 + 1340 \cdot 10^5 = 1528 \cdot 10^5$$

on remarque que la valeur de la contrainte totale est supérieure à la contrainte admissible $[\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ cela est dû aux conditions sévères qu'on a choisi pour le calcul.

7.5 Brides au niveau des couvercles

puisque les brides d'entrée et de sortie sont identiques pour les deux constructions et sont normalisées, aucune vérification n'est alors nécessaire.



Les valeurs de s_1 et b sont adoptées identiques à celles des brides d'entrée et de sortie

R.V.
 $s_1 = 29 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$A_m = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{154 + 134}{2} = 144 \text{ mm}^2$

$L = \frac{1}{2} [A_2 - (A_1 + 2S)] = 5 \text{ mm}$

$L_1 = \frac{1}{2} [A_2 - A_m] = 29 \text{ mm}$

$b = 30 \text{ mm}$

R.S
 $s_1 = 29 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{135 + 109}{2} = 122 \text{ mm}$

$L = \frac{1}{2} [D_2 - (D_1 + 2S)] = 3 \text{ mm}$

$L = \frac{1}{2} [D_2 - D_m] = 26,5 \text{ mm}$

$b = 30 \text{ mm}$

7.5.1 Vérification des contraintes dans la section dangereuse A.B.

$\sigma = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} < [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$ avec: M_{AB} : moment fléchissant.

W_{AB} : module de flexion

$M_{AB} = 0,4 \cdot F'_g \cdot L_1$

F'_g : force total qu'exerce les goujons.

$F'_g = n \cdot F_g$

F_g : effort sur un goujon déjà calculé

n : nombre de goujons.

$W_{AB} = \frac{\pi \cdot A_m \cdot s_1^2}{6}$

on remarque que puisque la température est supérieure à 300°C ; on doit faire la vérification de la charge supportée par les goujons: $F'_g \gg F_g + f_t$.

f_t : surplus dépendant de la différence de température entre les goujons et la bride.

$f_t = \frac{\Delta t \cdot L \cdot \alpha}{\frac{L}{E_g \cdot S_g} + \frac{\delta}{E_j \cdot S_j}}$

Δt : différence de température

entre les goujons et la bride

$\Delta t = 15^\circ$

L : longueur du goujon entre les 2 éléments filetés

$L = 39 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

α = coef de dilatation thermique du corps, couvercle et des goujons. $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$

E_g = module d'élasticité des goujons pour $t > 300^\circ\text{C}$

$$E_g = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

S_g = somme des sections des goujons

$$S_g = n \cdot \pi \cdot \frac{d_g^2}{4}$$

δ = épaisseur du joint ; $\delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

E_j = module d'élasticité du joint ; $E_j = 3 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

S_j = surface du joint

Application :

a) R. vanne :

$$F'_g = n \cdot F_g = 10 \cdot 26354,61 = 263546,1 \text{ N}$$

$$M_{AB} = 0,4 \cdot F'_g \cdot L_1 = 0,4 \cdot 263546,1 \cdot 2,9 \cdot 10^{-3} = 3057,13 \text{ N.m.}$$

$$W_{AB} = \frac{\pi \cdot A_m \cdot S_1^2}{6} = \frac{\pi \cdot 144 \cdot 10^{-3} \cdot (2,9 \cdot 10^{-3})^2}{6} = 6,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{alors } \sigma = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} = \frac{3057,13}{6,34 \cdot 10^{-5}} = 482,12 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\sigma]$$

verification de la charge supportée par les goujons.

$$F'_g \geq F_g + f_t$$

$$f_t = \frac{\Delta t \cdot L \cdot \alpha}{\frac{L}{E_g \cdot S_g} + \frac{\delta}{E_j \cdot S_j}}$$

$$S_g = n \cdot \pi \cdot \frac{d_g^2}{4} = 10 \cdot \pi \cdot \frac{(20 \cdot 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_g = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_j = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$f_t = \frac{15 \cdot 39 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 \cdot 10^{-5}}{\frac{39 \cdot 10^{-3}}{1,9 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 10^{-3}} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 10^9 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}}} = 2,67 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F'_g = 26,35 \cdot 10^4 \text{ N} ; F_g + f_t = 2,635 \cdot 10^4 + 2,67 \cdot 10^4 = 5,3 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F'_g > F_g + f_t$$

b) R. Soupape.

$$F_g^2 = \pi \cdot F_g = 8.26354,61 = 21,083 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$M_{AB} = 0,4 \cdot F_g^2 \cdot L_1 = 0,4 \cdot 21,083 \cdot 10^4 \cdot 26,5 \cdot 10^{-3} =$$

$$M_{AB} = 2234,87 \text{ N.m}$$

$$W_{AB} = \frac{\pi \cdot D_m \cdot S_1^2}{6} = \frac{\pi \cdot 122 \cdot 10^{-3} \cdot (29 \cdot 10^{-3})^2}{6}$$

$$W_{AB} = 5,37 \cdot 10^{-5}$$

$$\sigma = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} = \frac{2234,87}{5,37 \cdot 10^{-5}} = 416,17 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\sigma]$$

verification de la charge supportée par les goujons:

$$F_g^2 \geq F_g + f_L \quad ; \quad f_L = \frac{A_L \cdot L \cdot \alpha}{\frac{L}{E_g \cdot S_g} + \frac{\delta}{E_j \cdot S_j}} \quad \begin{aligned} & \bullet S_g = \pi \cdot \frac{d_g^2}{4} \\ & S_g = 8 \cdot \frac{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}{4} \\ & S_g = 2,51 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \\ & S_j = 4,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$f_L = \frac{15 \cdot 39 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 \cdot 10^5}{\frac{39 \cdot 10^{-3}}{1,9 \cdot 10^{11} \cdot 2,51 \cdot 10^{-3}} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 10^{11} \cdot 4,98 \cdot 10^{-3}}} =$$

$$f_L = 3,26 \cdot 10^4 \text{ N} \quad ; \quad F_g^2 = 21,08 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$f_L + F_g = 3,26 \cdot 10^4 + 2,635 \cdot 10^4 = 5,89 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_g^2 > f_L + F_g$$

7.5.2 verification des contraintes dans la section AC

$$\sigma = \frac{M_{AC}}{W_{AC}} \leq [\sigma]$$

$$M_{AC} = F_g^2 \cdot L$$

$$W_{AC} = \frac{\pi \cdot (A + 2S_1) \cdot b^2}{6}$$

application

a) R. Vanne.

$$F_g^2 = 26,3546 \cdot 10^4 \text{ N}, \quad L = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad b = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$M_{AC} = F_g^2 \cdot L = 26,35 \cdot 10^4 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 1317,7 \text{ N.m}$$

$$W_{AC} = \frac{\pi \cdot (A + 2S_1) \cdot b^2}{6} = \frac{\pi \cdot (134 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 29 \cdot 10^{-3}) \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{6} =$$

$$W_{AC} = 9,04 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{AC}}{W_{AC}} = \frac{1317,7}{9,04 \cdot 10^{-5}} = 145,6 \cdot 10^5 < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5$$

b) R. soupage.

$$F_g^2 = 21,08 \cdot 10^4 \text{ N}, \quad l = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad b = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

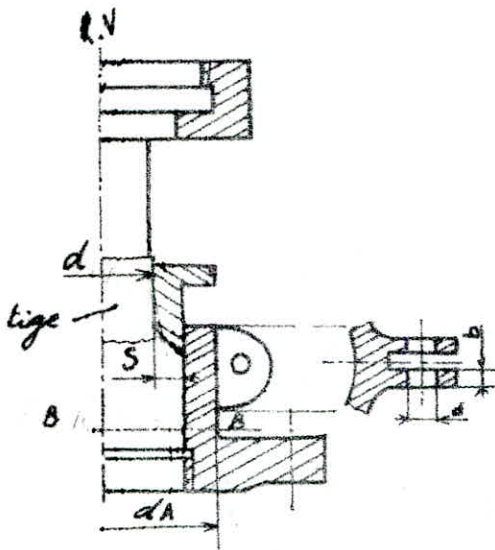
$$\cdot M_{AC} = F_g^2 \cdot l = 21,08 \cdot 10^4 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3} = 632,4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\cdot W_{AC} = \frac{\pi(D+2s_e) \cdot b^2}{6} = \frac{\pi(109 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 29 \cdot 10^{-3}) \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{6}$$

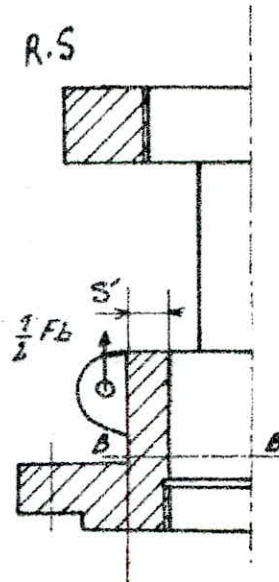
$$W_{AC} = 7,869 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{AC}}{W_{AC}} = \frac{632,4}{7,86 \cdot 10^{-5}} = 80,45 \cdot 10^5 \text{ Pa} \leq [\sigma]$$

7.6 Le Couvercle.



- $s = 6 \text{ mm}$
- $s' = 10 \text{ mm}$
- $d = 32 \text{ mm}$



Le boulon étant normalisé, d est alors d est déterminé

on peut alors déterminer b à partir de la contrainte

d'écrasement : $\rightarrow \sigma_e = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_b}{2 \cdot d \cdot b} \leq [\sigma_e] = 1000 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

donc $b \geq \frac{F_b}{4 \cdot d \cdot [\sigma_e]}$

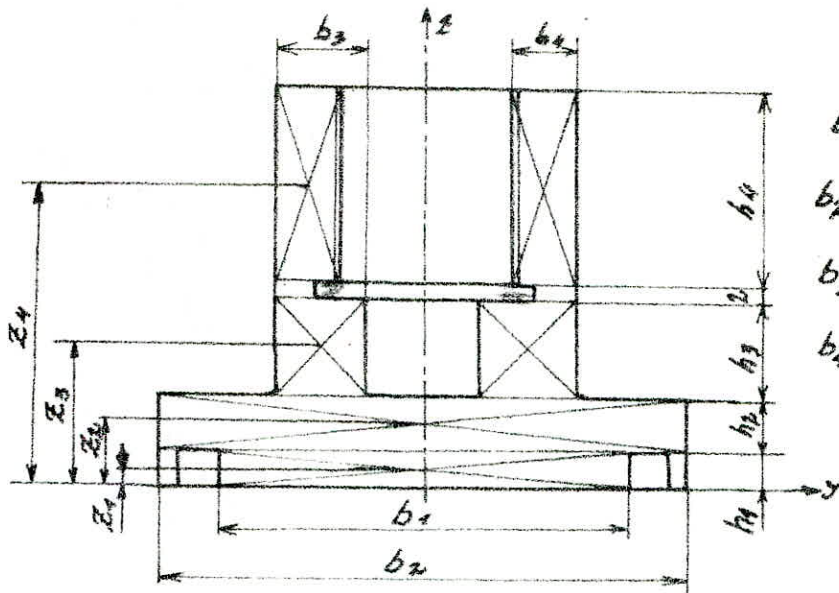
$$F_b = 6353,7 \text{ N}, \quad d = 32 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b \geq \frac{6353,7}{4 \cdot 32 \cdot 1000 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3}} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{438,05}{2,8 \cdot 10^{-6}} = 1543,0 \cdot 10^9 \text{ Pa} < [\sigma] = 1900 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

7.8 de l'obturateur

7.8.1 Verification de la soupape.



$$b_1 = 80 \text{ mm}, h_1 = 4 \text{ mm}, Z_1 = 2 \text{ mm}$$

$$b_2 = 100 \text{ mm}, h_2 = 9 \text{ mm}, Z_2 = 85 \text{ mm}$$

$$b_3 = 10,5 \text{ mm}, h_3 = 18 \text{ mm}, Z_3 = 22 \text{ mm}$$

$$b_4 = 5 \text{ mm}, h_4 = 24 \text{ mm}, Z_4 = 45 \text{ mm}$$

• déterminons le centre de gravité de toute la section

$$Z_{cg} = \frac{\sum Z_i \cdot b_i \cdot h_i}{\sum b_i \cdot h_i} = \frac{Z_1 b_1 h_1 + Z_2 b_2 h_2 + Z_3 b_3 h_3 + Z_4 b_4 h_4}{b_1 h_1 + b_2 h_2 + b_3 h_3 + b_4 h_4}$$

$$Z_{cg} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 4 + 85 \cdot 100 \cdot 9 + 22 \cdot 10,5 \cdot 18 + 45 \cdot 5 \cdot 24}{80 \cdot 4 + 100 \cdot 9 + 2 \cdot 10,5 \cdot 18 + 2 \cdot 5 \cdot 24} = 15,4 \text{ mm}$$

• contrainte de flexion :

$$\sigma_f = K \cdot M_f \cdot \frac{Z_{max}}{J_y} < [\sigma_f]$$

K : coef. caractérisant le matériau de la soupape.

$K = 1$ (soupape en acier)

M_f : moment de flexion

Z_{max} : distance maxi. entre le centre de gravité de la section et le point le plus éloigné (suivant l'axe Z)

$$Z_{max} = H - Z_{cg} = (h_1 + h_2 + h_3 + 2 + h_4) - Z_{cg}$$

$[\sigma_f] = 1900 \cdot 10^5$ contrainte admissible

$$Z_{\max} = 57 - 15 = 42 \text{ mm}$$

J_y : moment d'inertie de la section total par rapport à l'axe principale y (passant par Z_{cg})

* calcul du moment de flexion M_f .

$$M_f = F_e \cdot \left(\frac{d+b}{2\pi} - \frac{d'}{3\pi} \right) + F_p \left(\frac{d+b}{6\pi} \right)$$

F_e : effort assurant l'étanchéité ; $F_e = 59310,12 \text{ N}$

F_p : effort exercé par la pression du fluide sur la soupape

$$F_p = 38045,9 \text{ N}$$

d : diamètre de passage du fluide ; $d = 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

b : largeur de la bague ; $b = 7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

d' : diamètre de contact ; $d' = 5,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

$$\Rightarrow M_f = 59310,12 \cdot \left(\frac{80 \cdot 10^{-3} + 7 \cdot 10^{-3}}{2\pi} - \frac{5,4 \cdot 10^{-3}}{3\pi} \right) + 38045,9 \cdot \left(\frac{80 \cdot 10^{-3} + 7 \cdot 10^{-3}}{6\pi} \right)$$

$$M_f = 962,6 \text{ N.m}$$

* calcul du moment d'inertie J_y .

$$J_y = \sum \left(\frac{b_i \cdot h_i^3}{12} + z_i \cdot b_i \cdot h_i \right)$$

z_i : distance des centres de gravité des sections à l'axe principale y

$$z_i = |Z_{cg} - Z_i| \quad \Rightarrow \quad z_1 = |15 - 2| = 13 \text{ mm}, \quad z_2 = |15 - 8,5| = 6,5 \text{ mm}$$

$$z_3 = |15 - 22| = 7 \text{ mm}, \quad z_4 = |15 - 45| = 30 \text{ mm}$$

alors :

$$J_y = \frac{80 \cdot 10^{-3} \cdot (4 \cdot 10^{-3})^3}{12} + (13 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3} + \frac{100 \cdot 10^{-3} \cdot (9 \cdot 10^{-3})^3}{12} +$$

$$+ (6,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot \left[\frac{10,5 \cdot 10^{-3} \cdot (18 \cdot 10^{-3})^3}{12} + \right.$$

$$\left. + (7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10,5 \cdot 10^{-3} \cdot 18 \cdot 10^{-3} \right] + 9 \cdot \left[\frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot (24 \cdot 10^{-3})^3}{12} + \right.$$

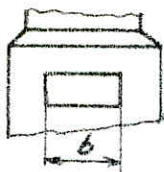
$$\left. + (30 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^{-3} \right] \quad J_y = 3,54 \cdot 10^{-1} \text{ m}^4$$

$$\sigma_f = K \cdot M_f \cdot \frac{z_{max}}{J_y} = 1.962,6 \cdot \frac{42 \cdot 10^{-3}}{3,54 \cdot 10^{-7}} = 1142,06 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_f = 1142,06 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\sigma_f] = 1900 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

7.8.2 Verification du loin

Section A-A : Verification au cisaillement.



$$a = 9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$b = 28 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\tau_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{S_{cis}}$$

Q_{max} = charge maxi pendant le desserage = 49793,5 N

$S_{cis} = a \cdot b$; section de cisaillement.

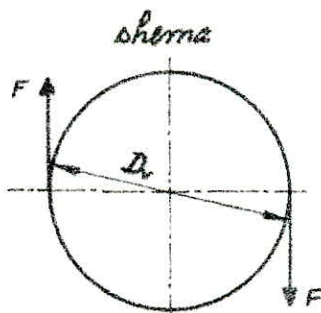
$$S_{cis} = 9 \cdot 10^{-3} \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 252 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\tau_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{S_{cis}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{49793,5}{252 \cdot 10^{-6}} = 987,96 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_c = 987,96 \cdot 10^5 \text{ Pa} < [\tau_c] = 1000 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

7.9 Volant :

Les volants etant normalise, on calcul seulement le diametre.



- 1. Un ouvrier, 1 main
- 2. Un ouvrier, 2 main
- 3. deux ouvrier, 4 main

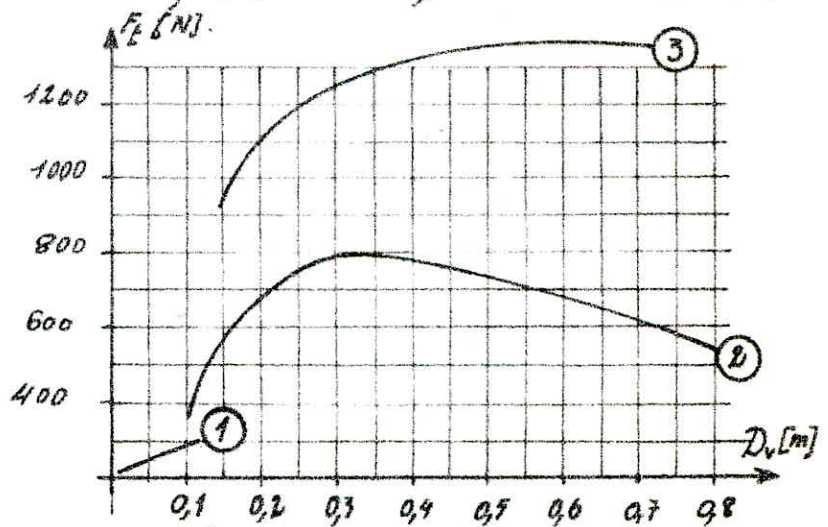


fig 1.

$$M_V = F \cdot D_V \Rightarrow D_V = \frac{M_V}{F}$$

• D_V : diamètre du volant ($D_V \leq L$; L = longueur du robinet)

• F : force exercée par chaque main d'un ouvrier utilisant les deux mains

$F[N]$: donné par le graphe de la fig. 1

$$F_{\max} = 780 \text{ N}$$

• M_V : moment exercé par le volant (voir page 29)

R.V : $M_V = 727,31 \text{ N.m}$

R.a.S : $M_V = M_1 + M_2 + M_3 = 428,19 + 169,432 + 52,96$

$$M_V = 650,9 \text{ N.m}$$

alors :

R.V : $D_V = \frac{M_V}{F} = \frac{727,31}{780} = 0,933 \text{ m}$

R.S : $D_V = \frac{M_V}{F} = \frac{650,9}{780} = 0,834 \text{ m}$

on remarque que la valeur du diamètre du volant était assez grande, ce qui nous amène à étudier plus profondément le syst de commande du robinet;

en fonction : - de son importance dans l'installation

• - la fréquence d'ouverture et de fermeture

- la vitesse de manoeuvre

ont alors utilisé

- une commande mécanique à l'aide d'un réducteur

- une commande hydraulique

8 COMPARAISON

Les conditions initiales de travail (pression, température) étant identiques pour les deux constructions; nous essayons de comparer les conditions de service à satisfaire : encombrement, résistance mécanique, montage ... ect.

8.1 paramètres géométriques :

Les paramètres géométriques déterminent :

- L'encombrement : facteur important pour certain installation

	longueur du robinet	hauteur du robinet
Robinet - Vanne	$310 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	$390 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Robinet à soupape	$380 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	$345 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

- La Rapidité de manœuvre :

La fermeture et l'ouverture du robinet sera d'autant plus rapide que la levée de l'obturateur sera plus faible, car on a le même diamètre de la tige et le même filetage trapézoïdale ainsi que le même nombre de filets

- . hauteur de levée de la soupape : $34 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- . hauteur de levée du coin : $88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

8.2 Matériaux

La nature des matériaux employés pour la fabrication des pièces résultent :

- des conditions de travail

Des

- De la condition de fabrication (en fonction des formes.)

- Du prix de revient

- Les deux corps, les deux couvercles, les arcades, les deux chapeaux de presse garniture, le coin et la soupape seront en NF A48M
- Les bagues d'étanchéité dans le coin et la soupape, les deux tiges seront en acier allié 38XMFOA (GOST)
- Les presses etoupes en tresse d'amiante.

8-3 Efforts

	Robinet-Vanne	Robinet à soupape
Q_{max} (sur la tige) [N] - compression -	67096,5	97356,02
Q_b (sur le chapeau de la presse garniture) [N]	10589,5	10589,5
Q_g (sur les goujons corps - couvercle) [N]	218054,5	263546,15
M_t (moment chargeant la tige à la torsion au dessus de la presse etoupe) [N.m]	266,15	222,39

8.4 Elements

		Robinet - vanne	Robinet à soupape
tige	contraintes (. 10^5 Pa)	$\sigma_c = 1366,8$ $\tau_t = 867,0$ $\sigma_i = 1638,9$	$\sigma_c = 2199,0$ $\tau_t = 725,0$ $\sigma_i = 1450,0$
obturateur	. réalisation	<u>Coin</u> . moulage + fraisage + rectification	<u>soupape</u> . tournage + rectification
	. montage	. n'exige pas un bon centrage	. exige un centrage précis
	. entretien	. facile	. facile
	. réparation	. facile	. facile
bague de siège	. réalisation	. tournage	. tournage
	. montage	. exige un centrage précis	. exige un centrage précis
	. entretien	. facile	. facile
	. réparation	. facile	. facile
Coussinets	contraintes (. 10^5 Pa)	$\sigma = 325,2$ $\sigma' = 37,4$ $\sigma_i = 327,4$	$\sigma = 325,2$ $\sigma' = 37,4$ $\sigma_i = 327,4$

- Corps	Contraintes (. 10 ⁵ Pa)	$\sigma_t = 188,0$	$\sigma_t = 335,7$
		$\sigma_b = 127,92$	$\sigma_b = 169,46$
		$\sigma_a = 560,0$	$\sigma_a = 528,9$
		$\sigma_f = \text{—}$	$\sigma_f = 976,7$

8.5 caractéristiques hydrauliques

perte de charge : ΔP [Pa].

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2}$$

ζ : coef. de perte, caractérise la construction du robinet

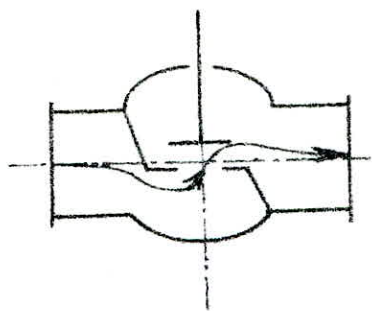
V : vitesse du fluide ; caractérise le régime de fonctionnement de la conduite.

ρ : viscosité ; caractérise la nature du fluide

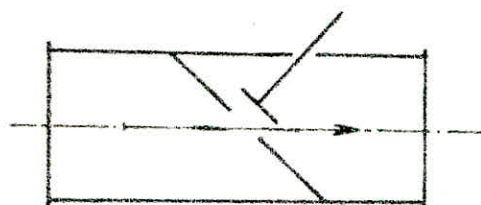
• valeurs moyennes de ζ :

a) en position ^{entièrement} plein ouverte :

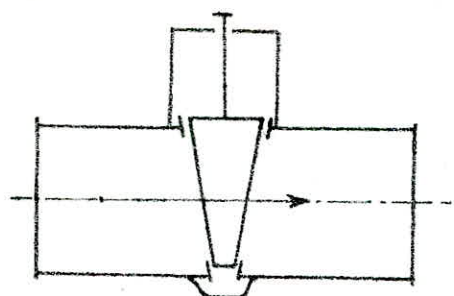
dans cette position ζ est fonction de la construction et du diamètre de passage



$$\zeta = 4,5 \div 5,5$$



$$\zeta = 0,8 \div 1,6$$



$$\zeta = 0,1 \div 1,5$$

ζ : est déterminé expérimentalement.

dans notre cas. .R.V $\zeta = 0,7$

.R.S $\zeta = 5,0$

vu que les autres paramètres sont identiques (V, S),
pour avoir une perte de charge minimale, en position
plain ouvert, le robinet -Vanne est beaucoup plus
milleur que le robinet à soupape. ∞

b) en position intermediaire

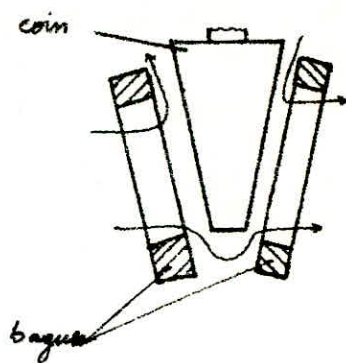
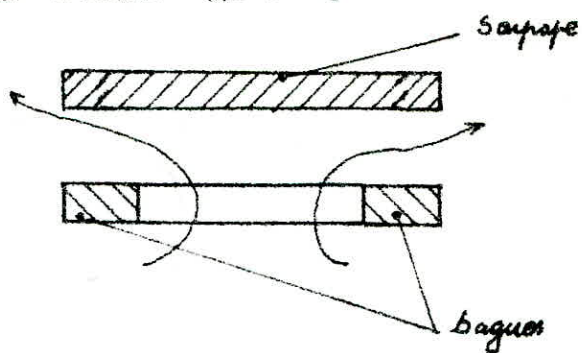
$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$$

avec: ζ_1 : coef. de perte dû au corps

ζ_2 : coef. de perte dû à la section entre les bagues
d'obturation.

avec la diminution de cette section l'influence de
 ζ_2 augmente (en position fermée $\zeta_2 \rightarrow \infty$; donc
 $\zeta \rightarrow \infty$; $\Delta P = P$, $V = 0$)

Donc en position intermediaire ; les caracteristiques
sont presque les memes parce que l'ecoulement est
le meme soit :



CONCLUSION

La grande variété des conditions d'utilisation telles que nature, pression et température du fluide exigent une étude plus approfondie.

On s'est limité dans notre étude à :

étudier, calculer et comparer quelques éléments principaux à la base de la résistance, montage et réalisation

Vue l'importance de ce produit en ALGERIE

On souhaite qu'il serait utile de reprendre cette étude et l'^{de}approfondir en vue d'une réalisation ultérieure.

TABLE DES MATIERES

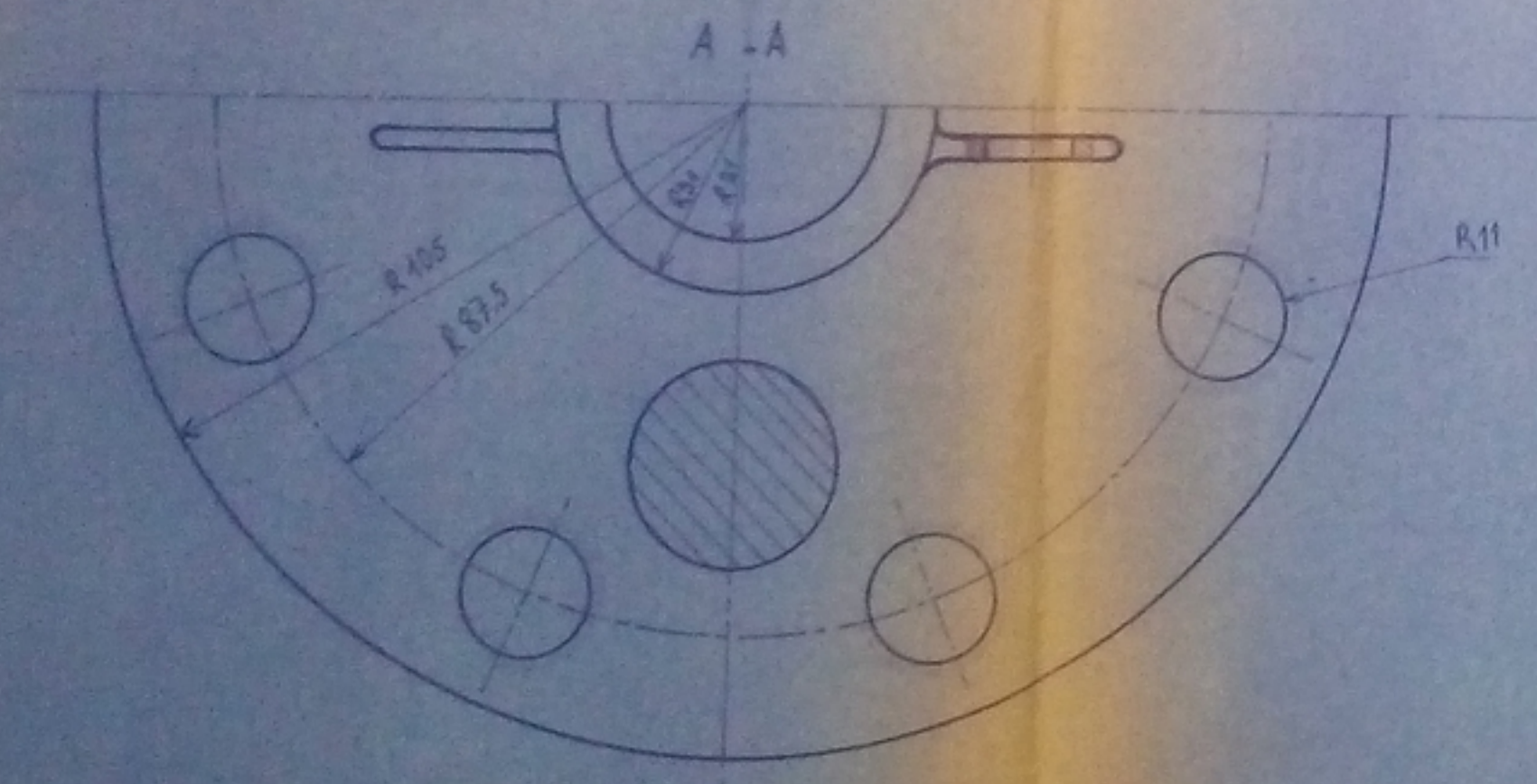
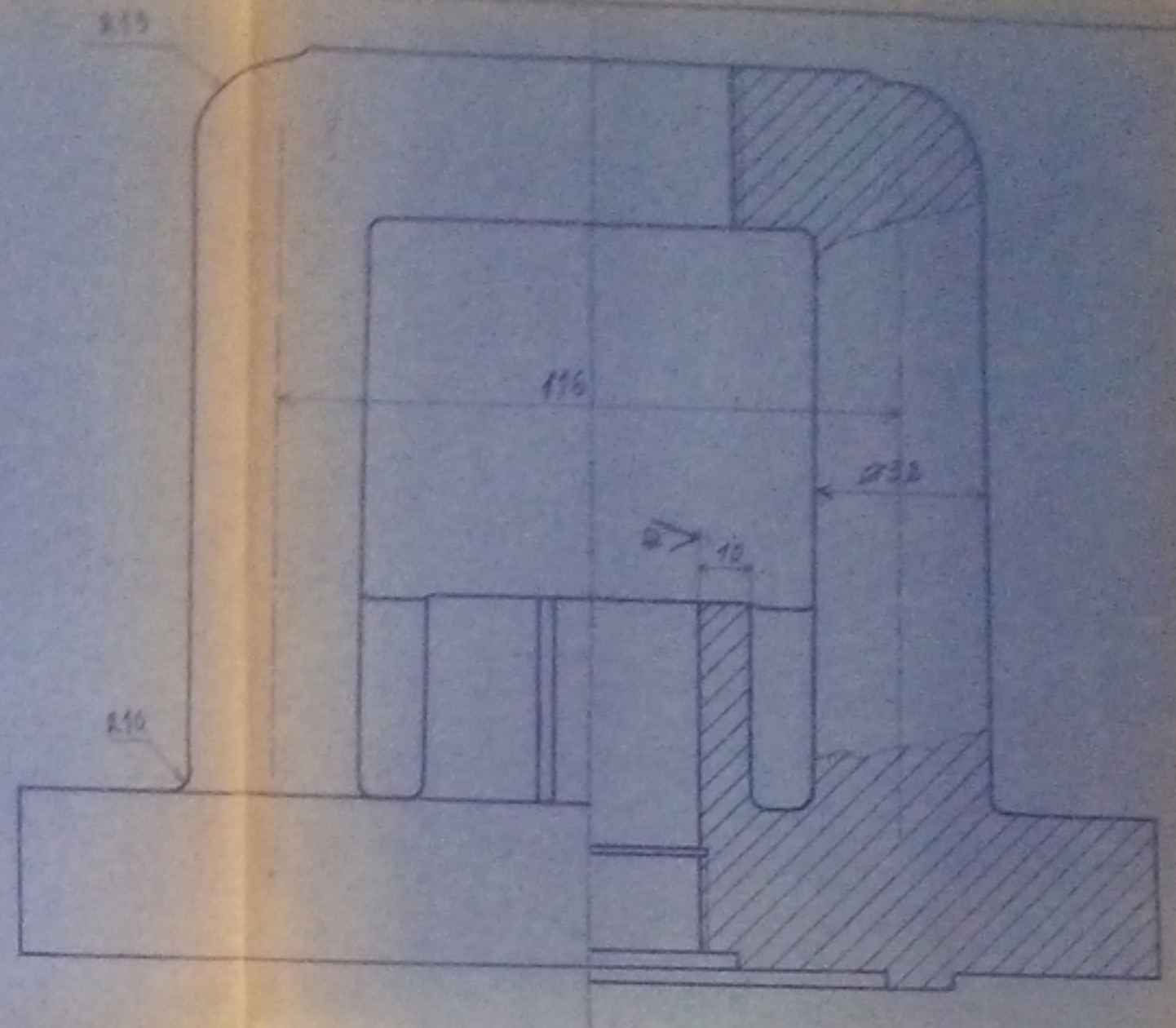
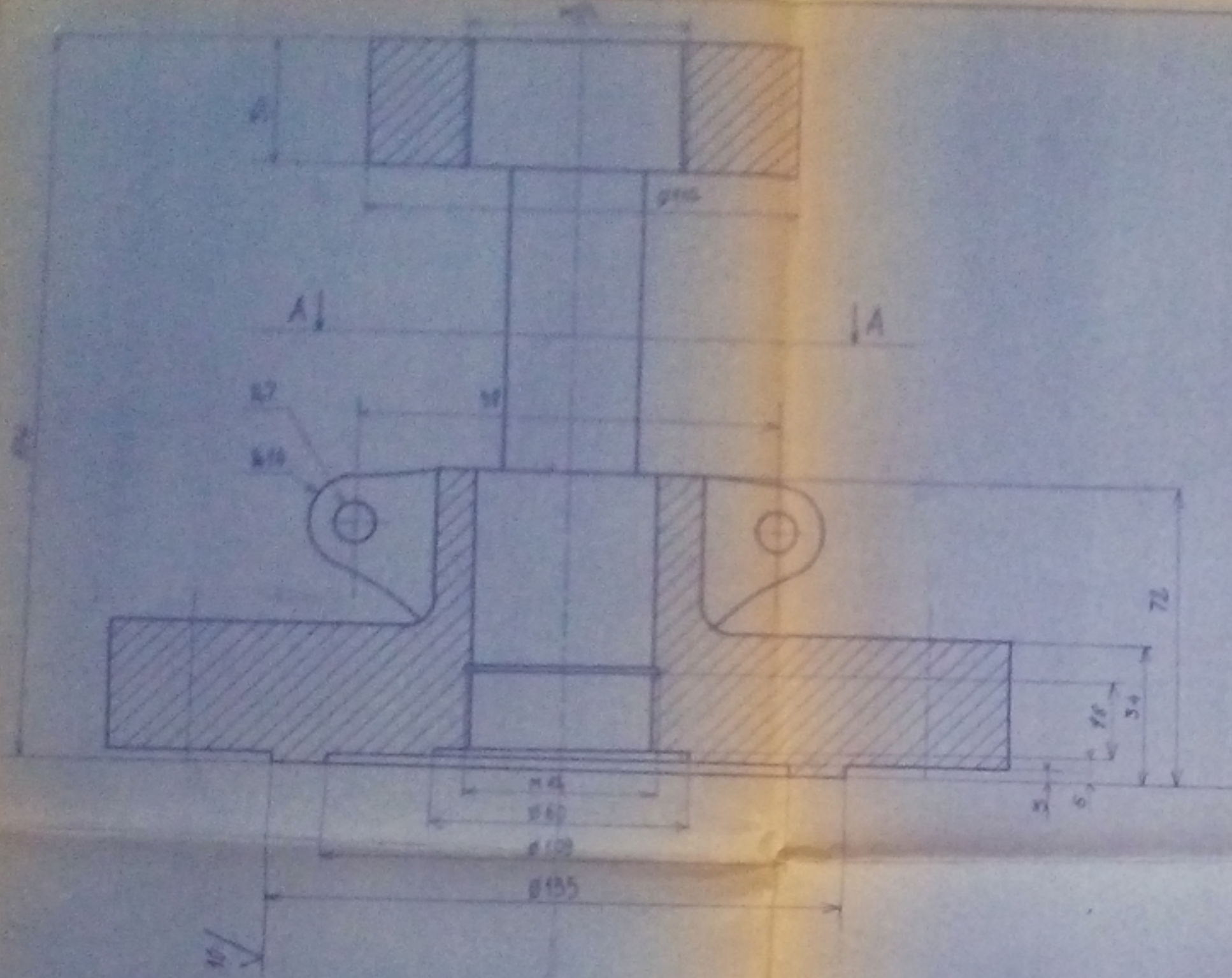
1. Introduction	1
2. Généralités	2
3. Choix des paramètres normalisés	7
3.1 Données initiales	7
3.2 Influence de la température	7
3.3 Choix des brides et des longueurs	8
3.4 L'Obturateur	8
3.5 La tige	10
3.6 Matériaux	10
4. Effort chargeant la tige	11
4.1 Tige de robinet-Vanne	11
4.2 Tige de robinet à soupape	19
5. Détermination des Formes constructives	21
5.1 Calcul préliminaire des diamètres des deux tiges	21
5.2 Construction de la tige	22
5.3 Choix du filetage	23
5.4 Choix de la presse étoupe	25
5.5 Calcul des forces	25
5.6 Calcul des moments	27
5.7 Calcul de la hauteur du filetage	30
5.8 Vérification de la tige	33
6. Forme constructive des corps	37
6.1 Étude de la bride oval	37

f

6.2	Etude de la bride circulaire	41
7	Calcul à la résistance	43
7.1	calcul de l'épaisseur minimale	43
7.2	Vérification de l'épaisseur de la section elliptique (circulaire) côté chapeau	44
7.3	Vérification des contraintes	44
7.4	Vérification de la contrainte de flexion	47
7.5	Brides au niveau du couvercle	49
7.6	le Couvercle	53
7.7	Chapeau presse garniture	57
7.8	L'Obtuteur	58
7.9	le volant	60
8	Comparaison	62
8-1	paramètre géométrique	62
8-2	Matériaux	62
8-3	efforts	63
8-4	Éléments	64
8-5	Caractéristique hydraulique	65
	Conclusion	68
	Table des Matières	69

BIBLIOGRAPHIE

1. Cours CM4 , M^{rs} PIERROZAK
SPIRIDOUNOV
2. G. LE NORMAND, *Construction Mecanique
Element de technologie*
Edition : FOUCHER tomes: 1, 4
PARIS 69
3. IMIROLIOUBOV ET COLL ; *Problemes de resistance
des materiaux*
Edition : MIR
MOSCOU 1977
4. D^r GOUREVITCH D.F ; *Calcul et Construction du
Robinet. 3^e edition*
Edition : Mashino - Stroenie
MOSCOU 1964

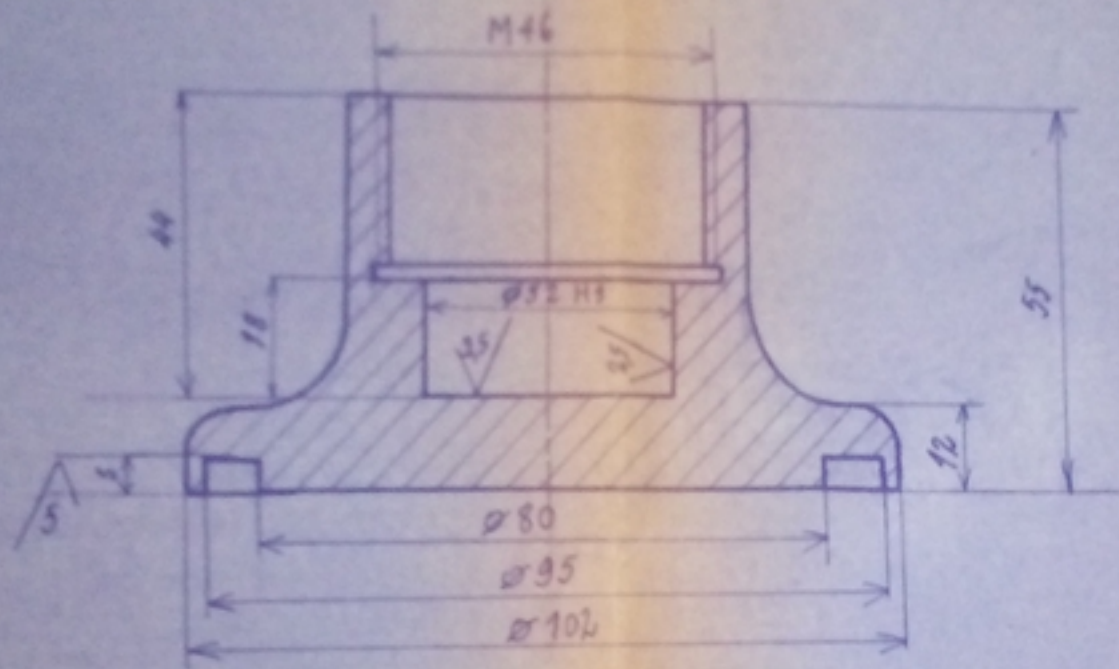


المكتبة الوطنية للعلوم الهندسية
 الإسكندرية

 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHÈQUE

PMO/483
 Annexe (1)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH	masse		ENPA
1			
ETUD. Bouchelaghem		COUVERCLE	Département de Mécanique
PROF. Spiridonov			
			RS108

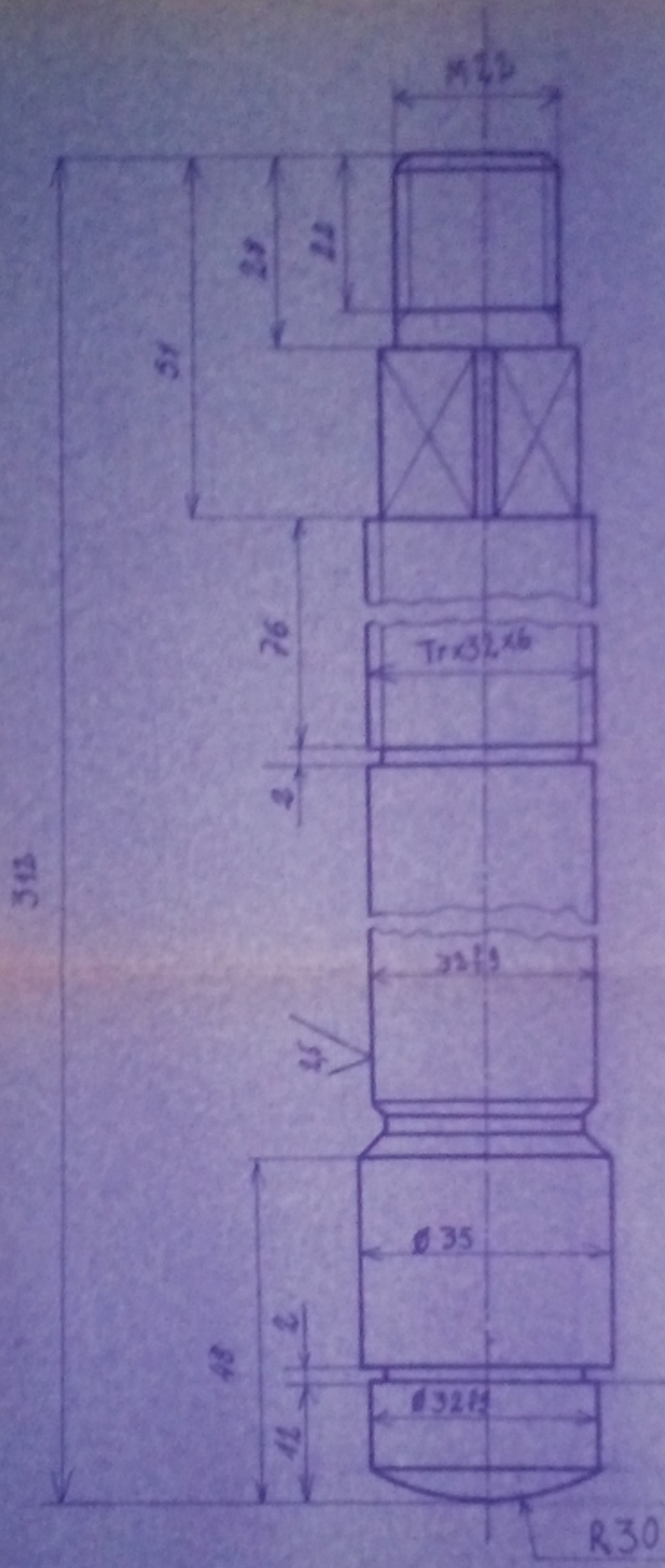


مدرسة الطب للعلوم الهندسية
 المكتبة

 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

PM01483
 Annexe.2

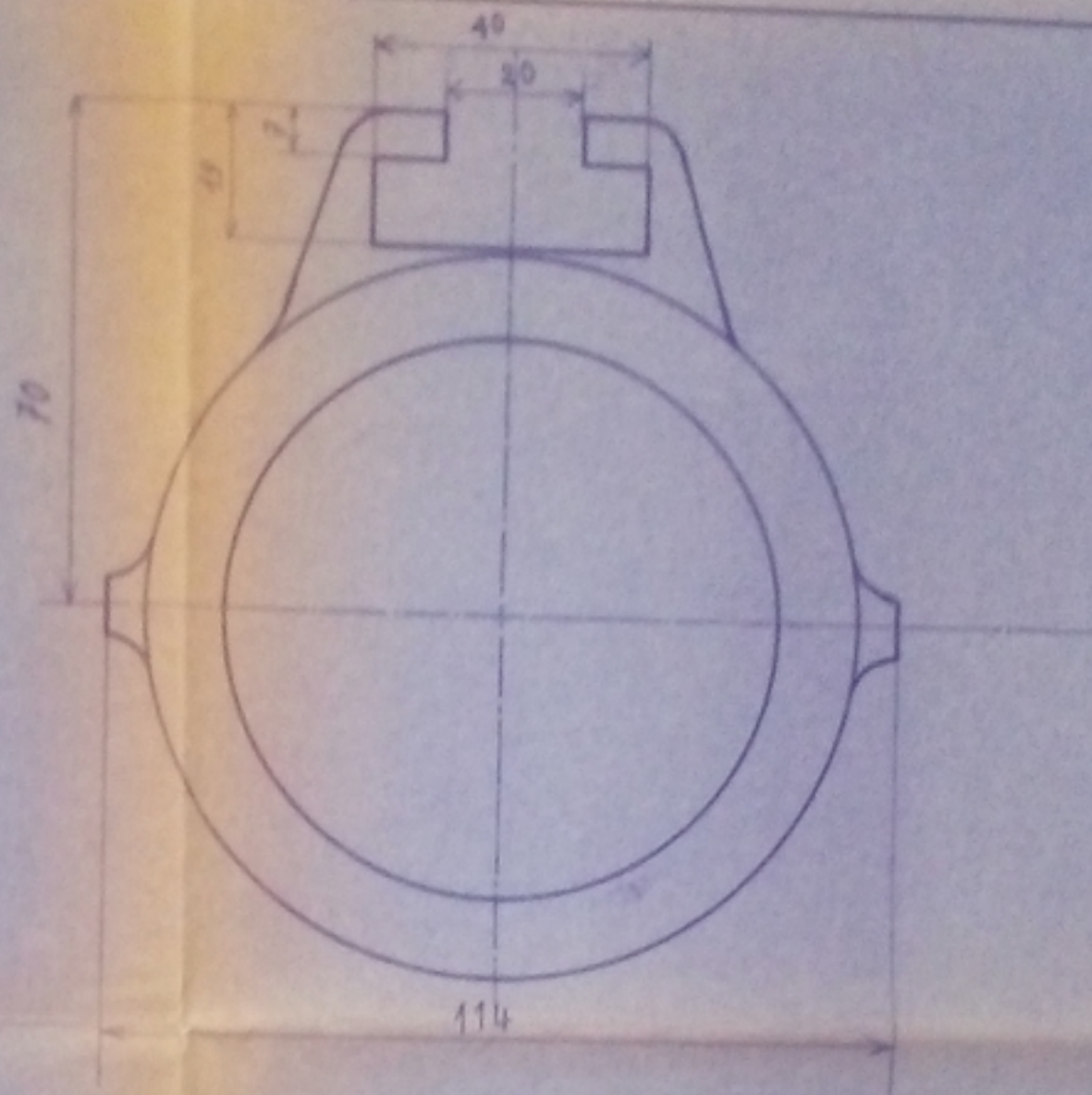
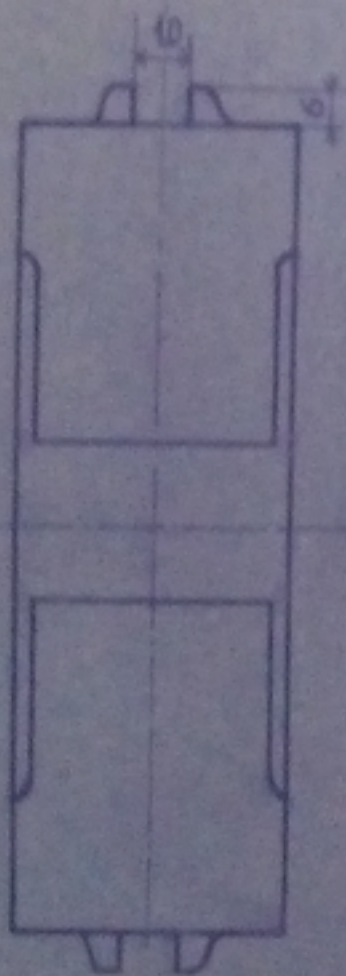
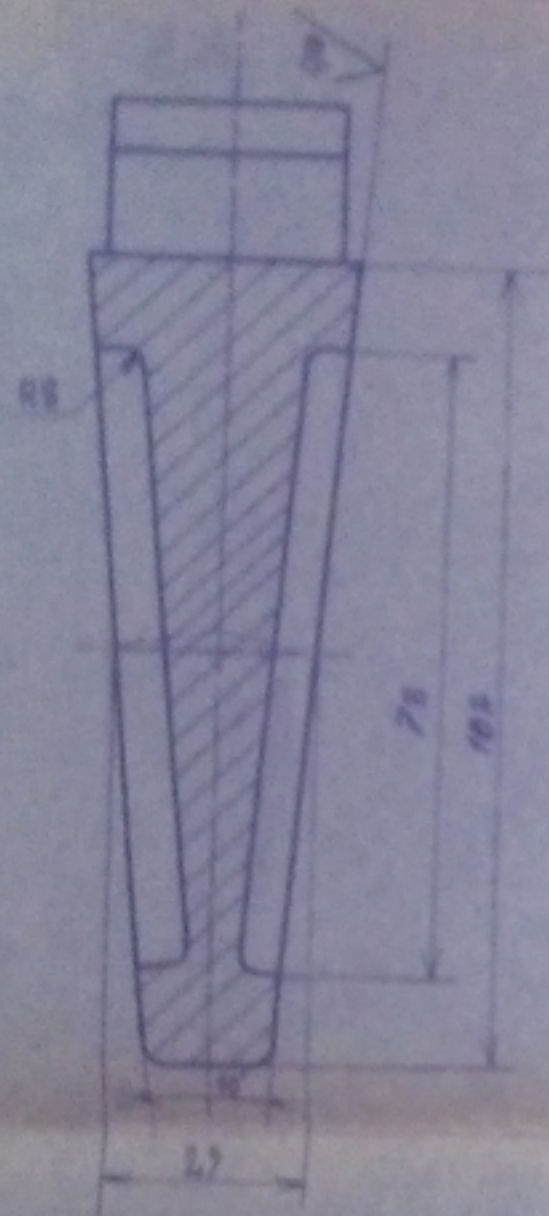
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH.	masse		SOUPAPE
1			
ETUD.	Bouchelaghem		ENPA Departement de Mecanique
PROF.	Spiridonov		
			RS1.03



PM014 83
Annexe -3-

5/ ✓
مكتبة الوطنية للعلوم الهندسية
المكتبة
.....
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH.	masse	⊙	TIGE
1			
ETUD	Bouchelaghem		
PROF	Spiridonov		
			ENPA Departement de Mecanique RS1.04

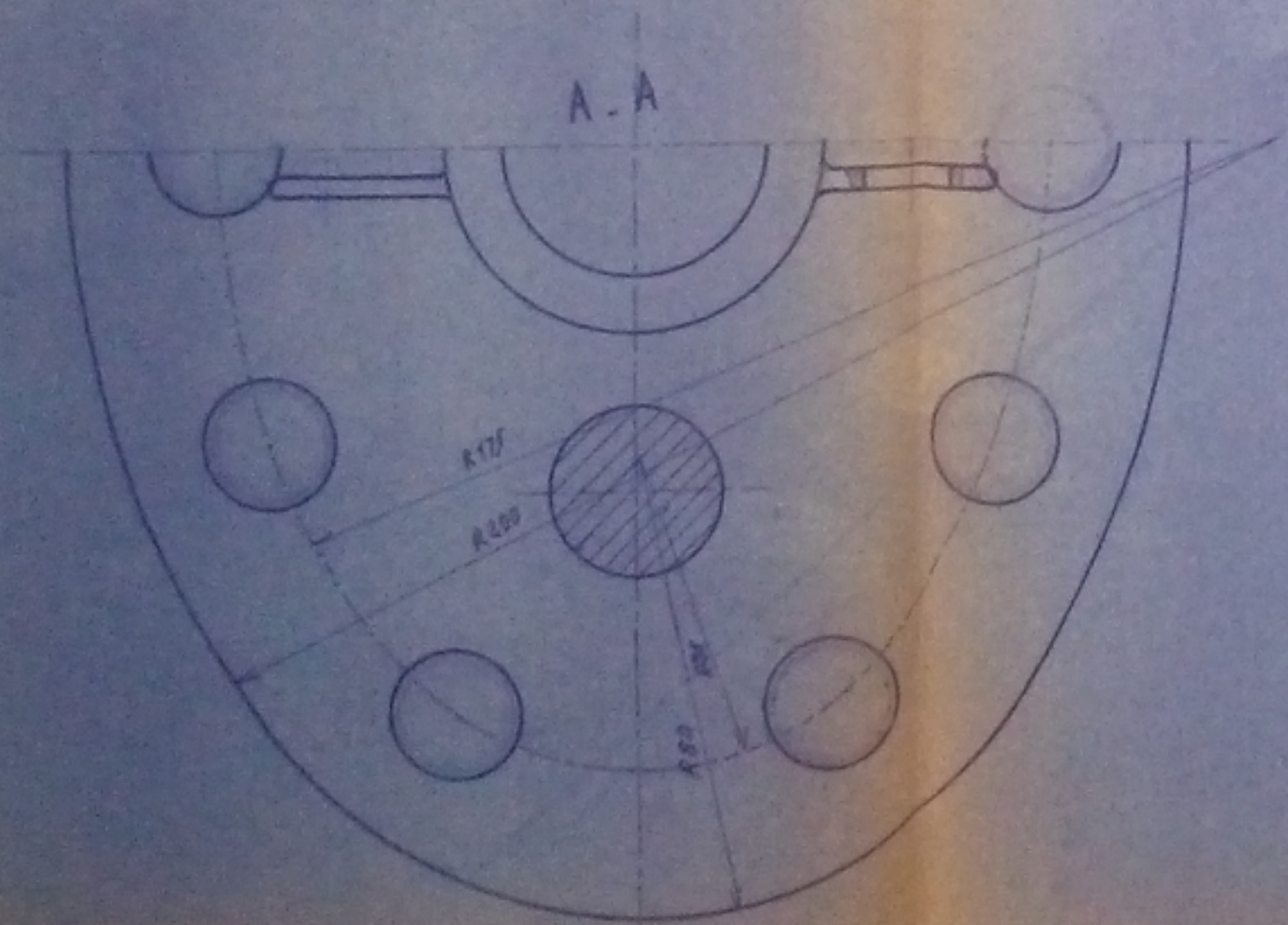
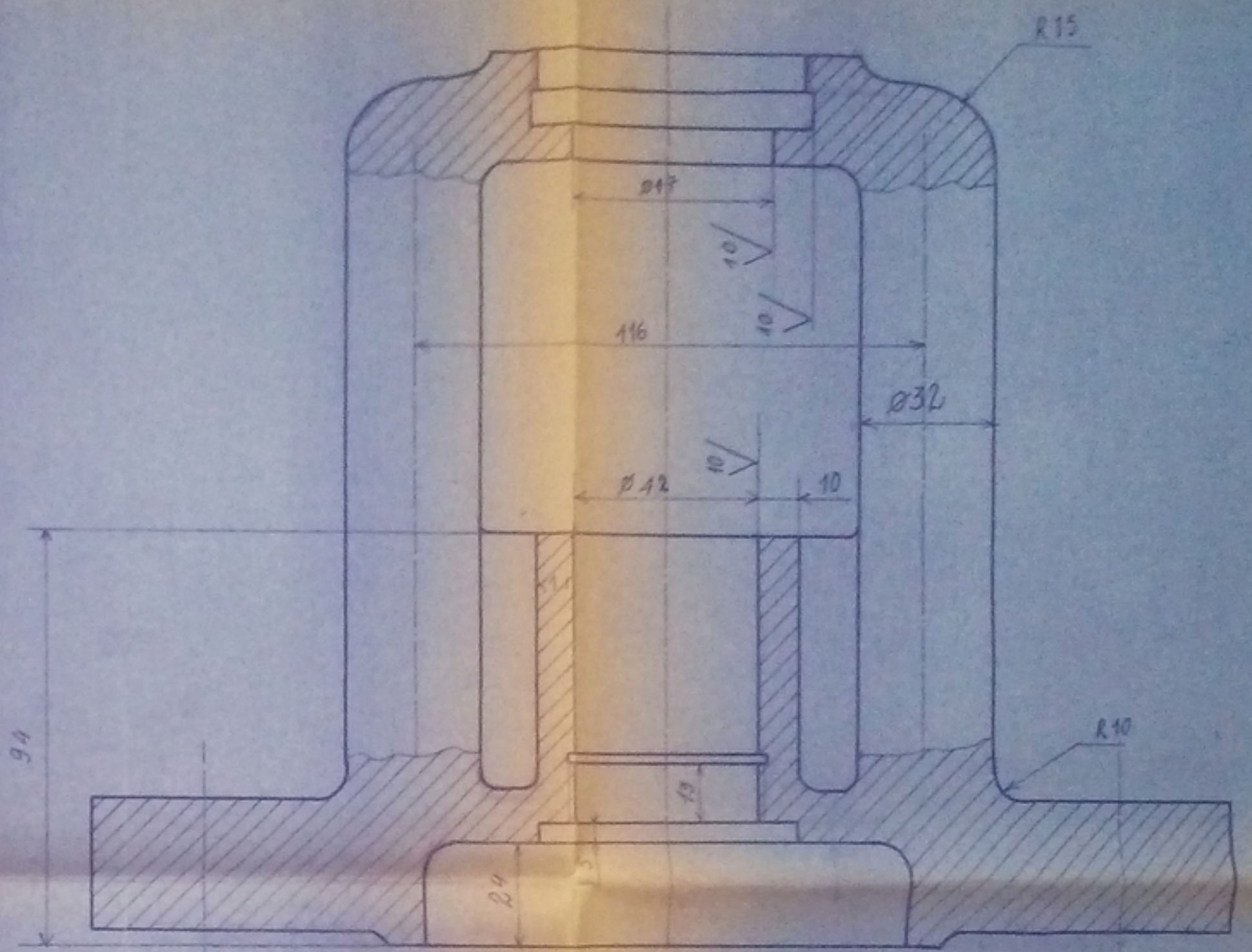
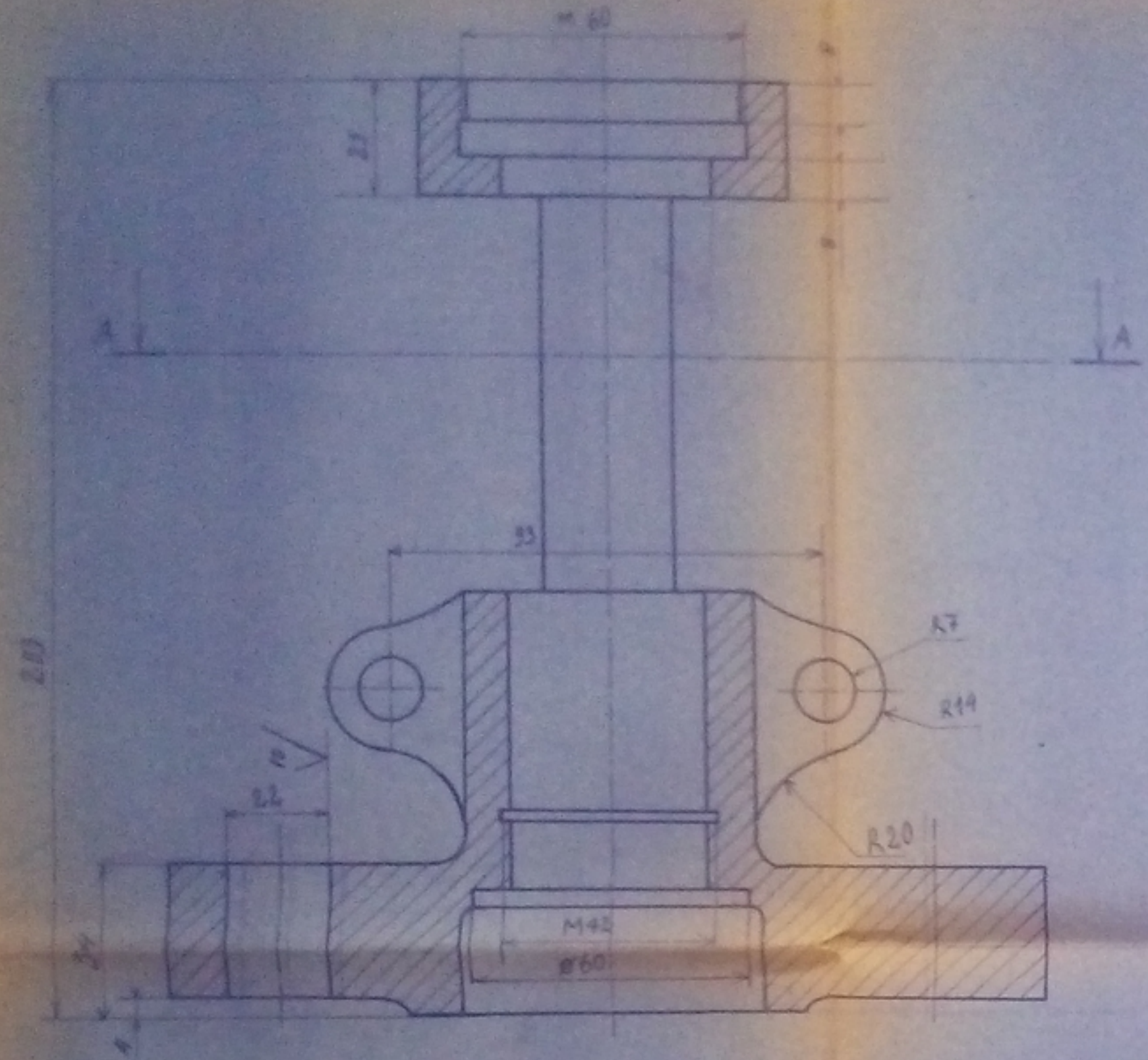


Annexe -4-
PM01483

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
المكننة

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

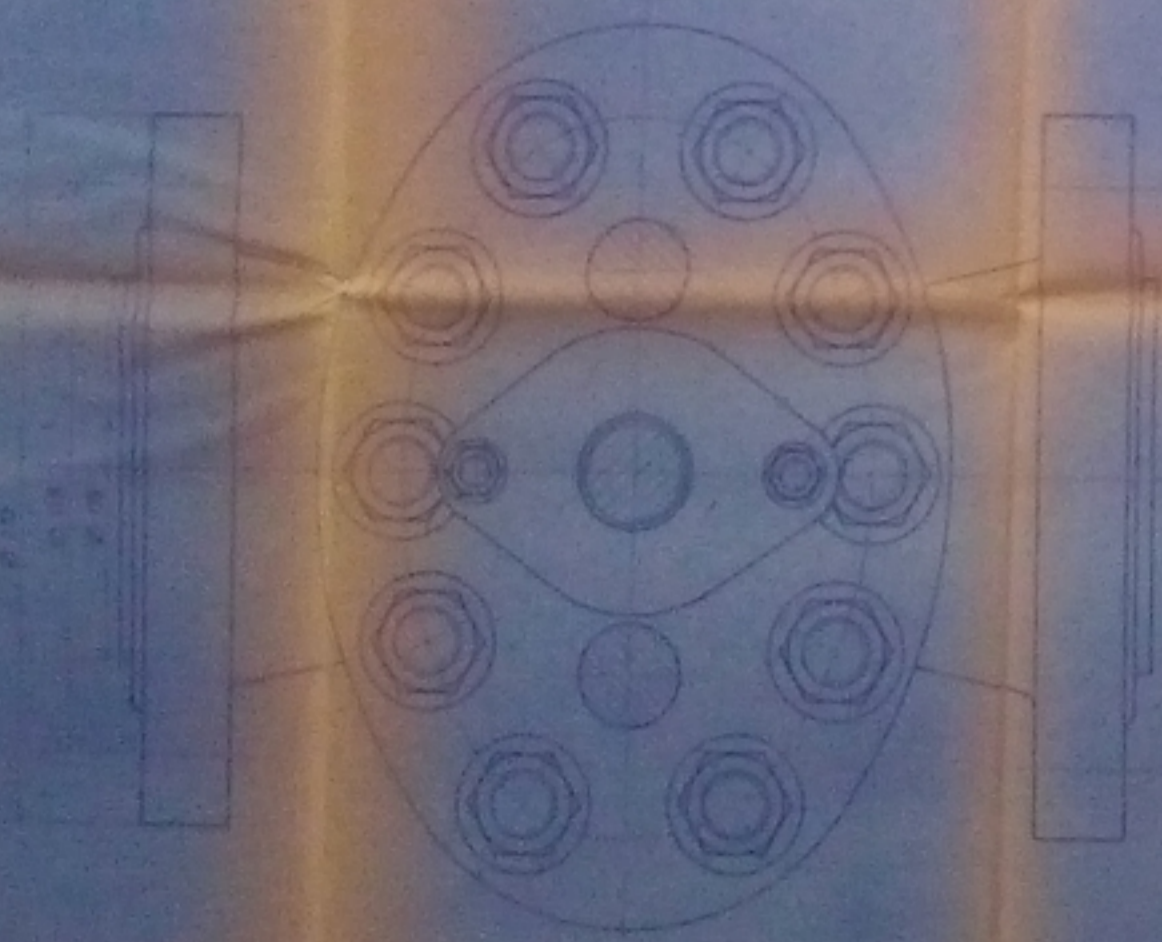
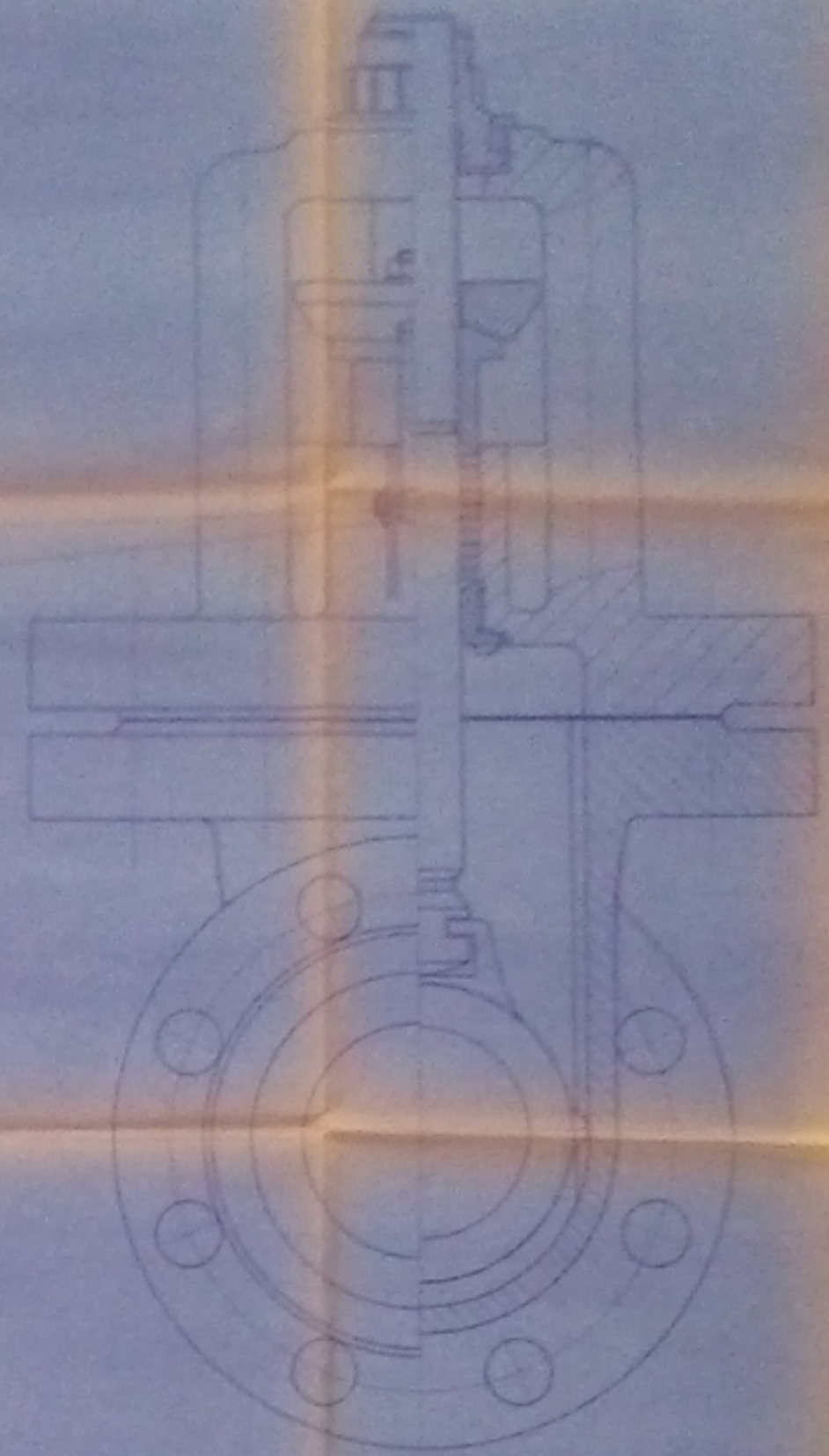
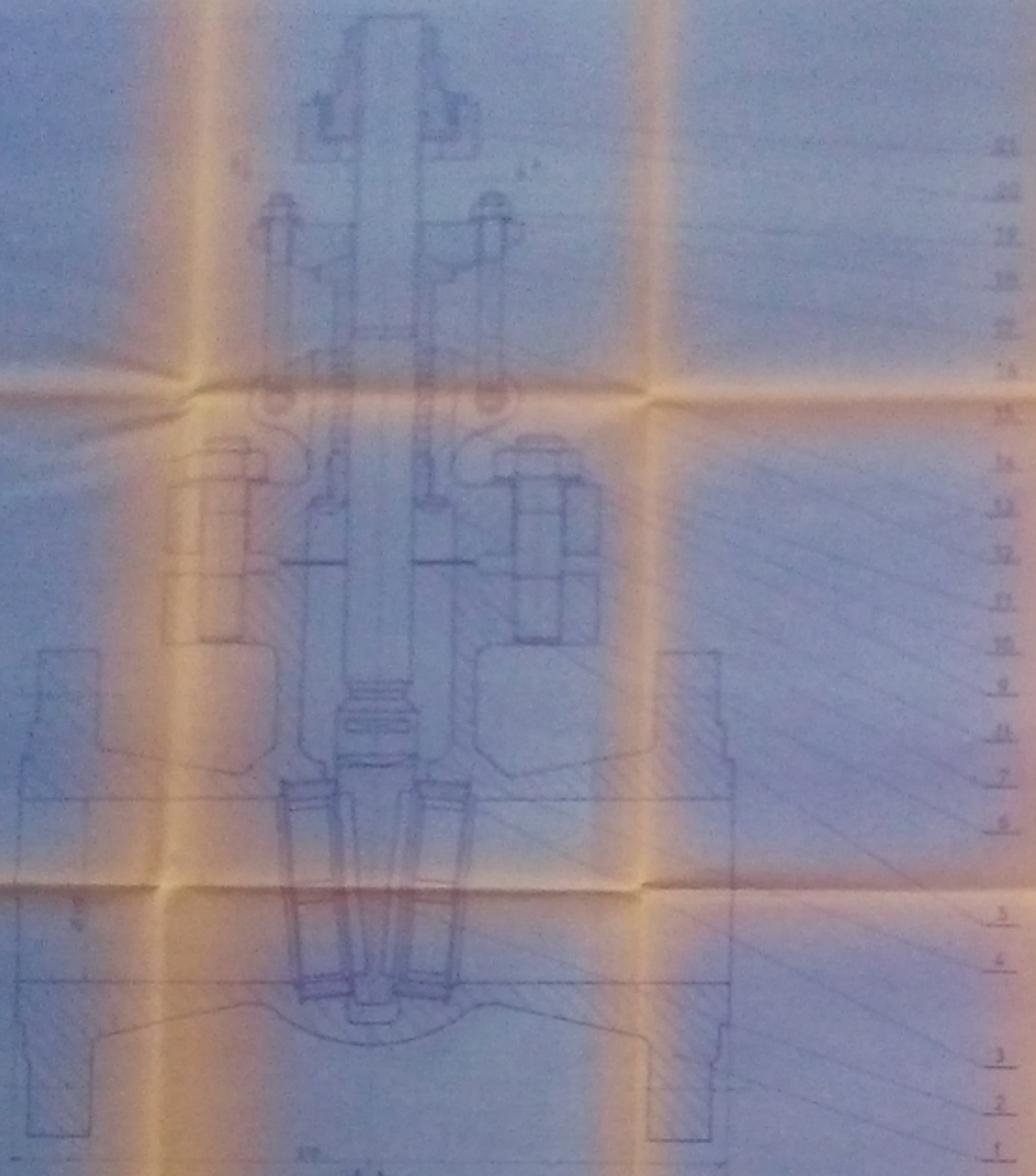
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH.	masse	☐ ⊙	ENPA Departement de Mecanique
1			
ETUD.	Bouchelaghem	COIN	RV102
PROF	Spiridonov		



المستشفى الوطنية للعلوم الهندسية
 المكتبة
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 BIBLIOTHEQUE

PM014 83
 Annexe 5

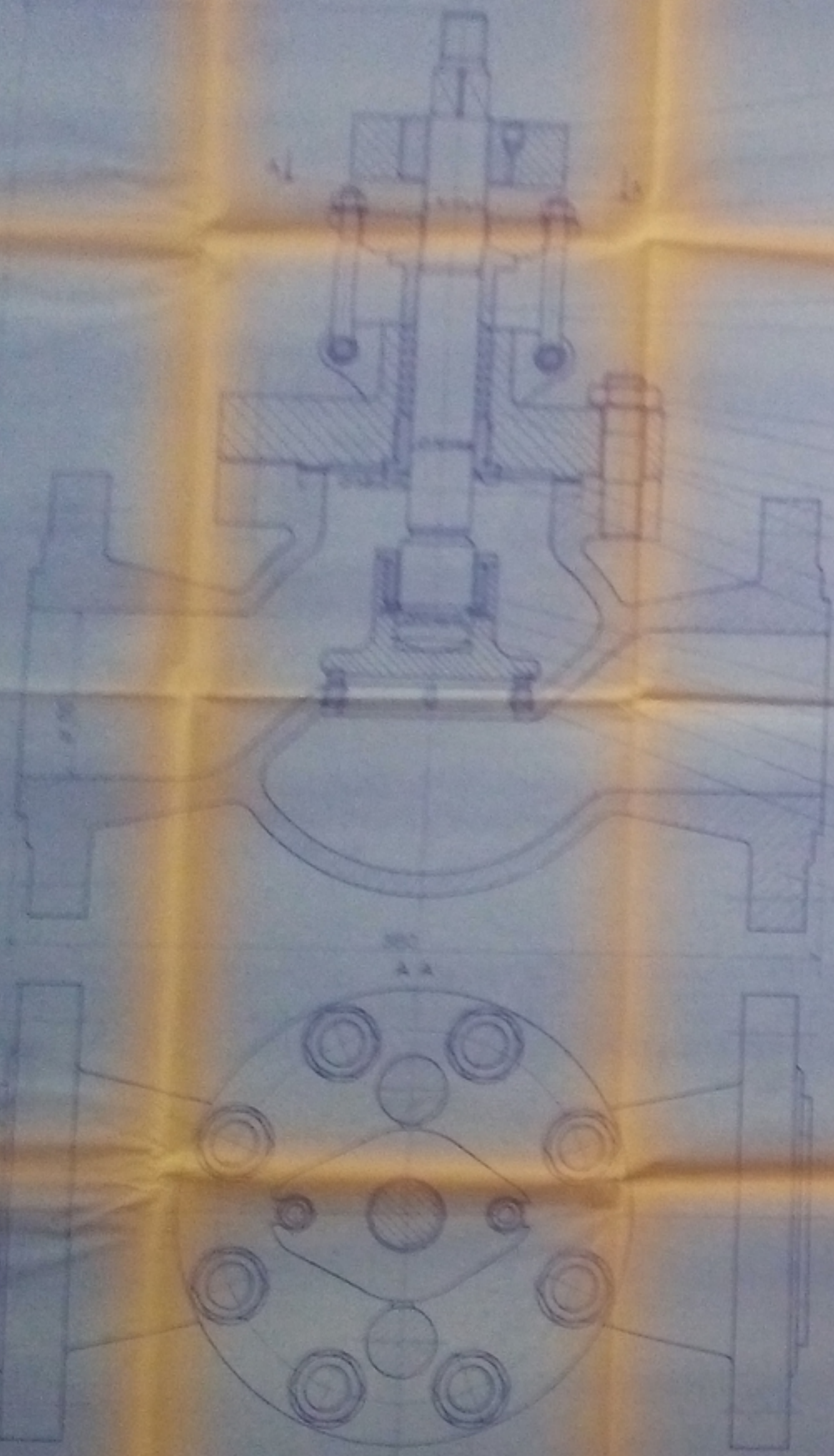
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH	masse	1	Departement de mecanique
1			
ETUD.	Bouchelaghem	COUVERCLE	
PROF	Spiridonov		
			RV107



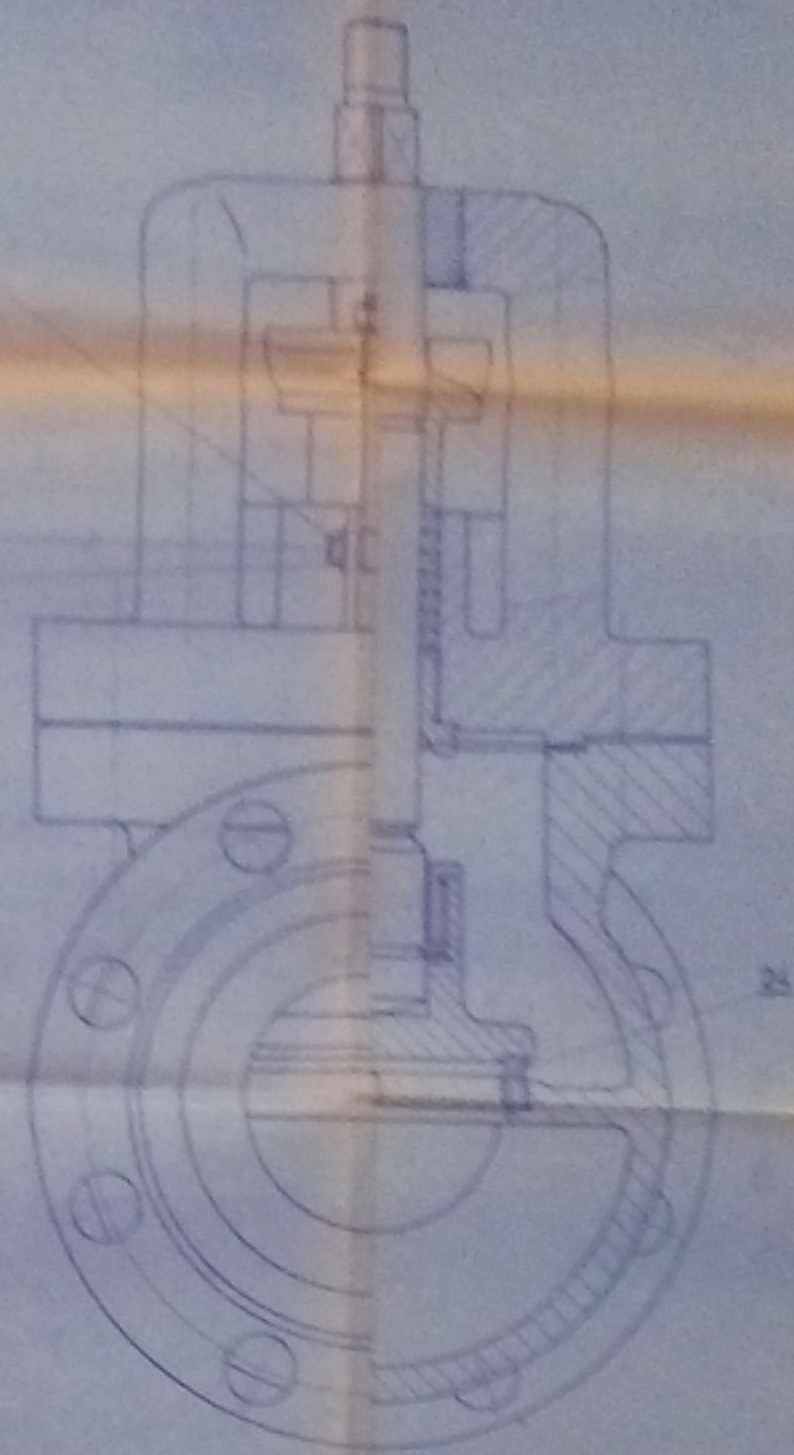
10/10/83
 10/10/83

PROFIL	DESCRIPTION	Q	REMARQUES
1	couverture	1	
2	écrou	2	
3	écrou	2	
4	écrou	2	
5	écrou	2	
6	écrou	2	
7	écrou	2	
8	écrou	2	
9	écrou	2	
10	écrou	2	
11	écrou	2	
12	écrou	2	
13	écrou	2	
14	écrou	2	
15	écrou	2	
16	écrou	2	
17	écrou	2	
18	écrou	2	
19	écrou	2	
20	écrou	2	
21	écrou	2	
22	écrou	2	
23	écrou	2	

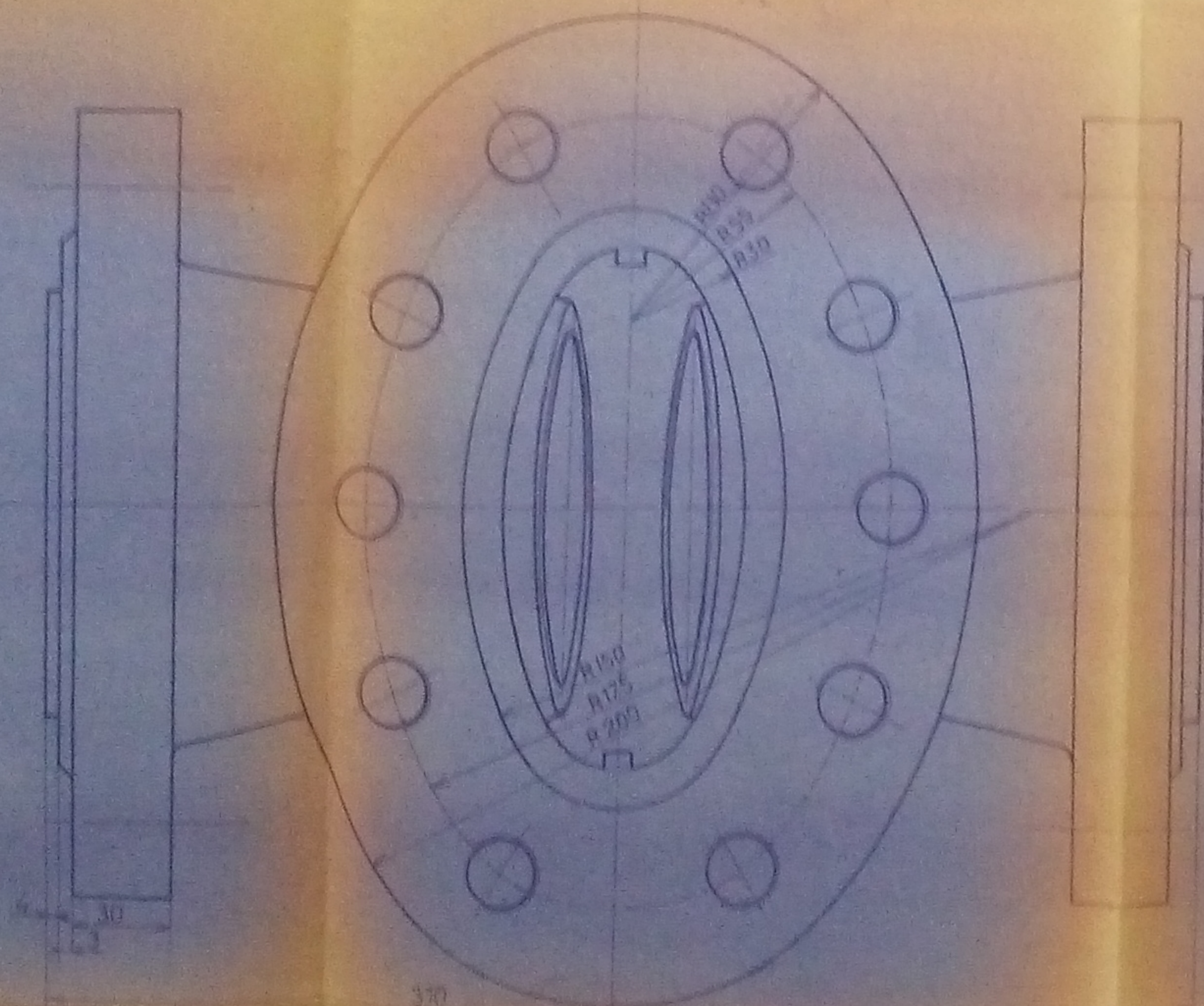
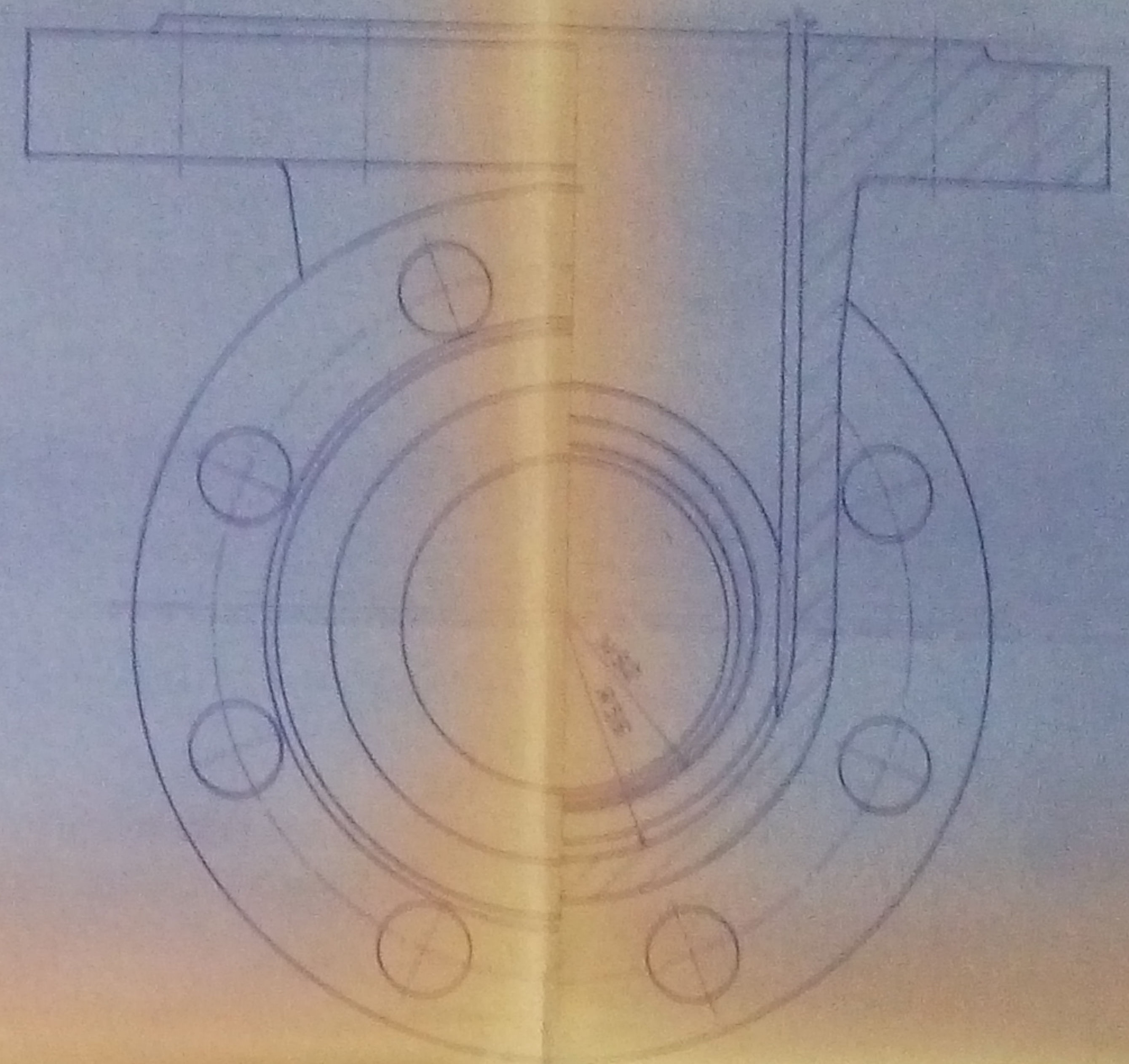
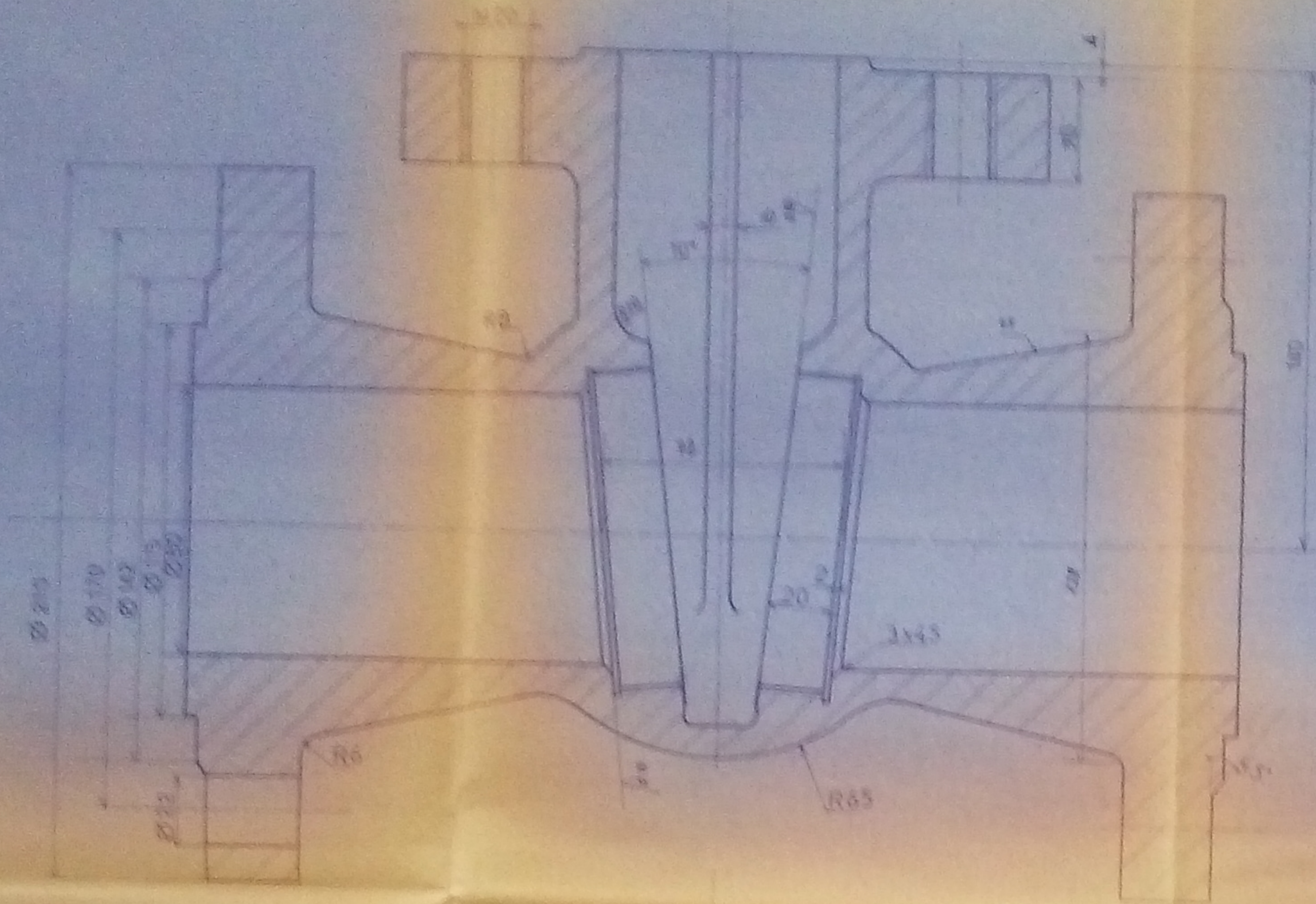
SOCIÉTÉ NATIONALE ROBINET
 VANNE



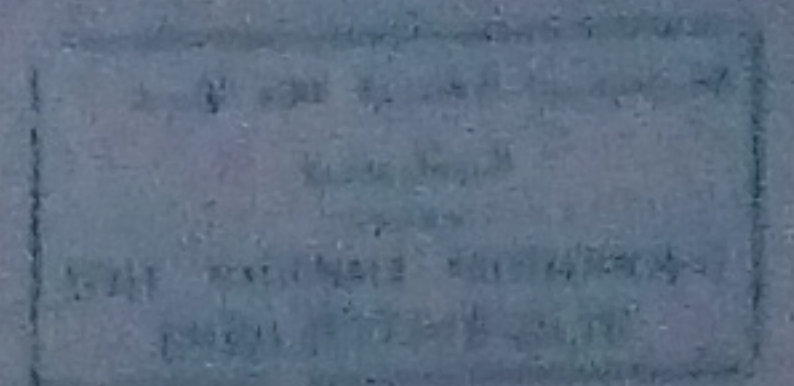
- 21
- 22
- 23
- 24
- 25
- 26
- 27
- 28
- 29
- 30
- 31
- 32
- 33
- 34
- 35
- 36
- 37
- 38
- 39
- 40
- 41
- 42
- 43
- 44
- 45
- 46
- 47
- 48
- 49
- 50



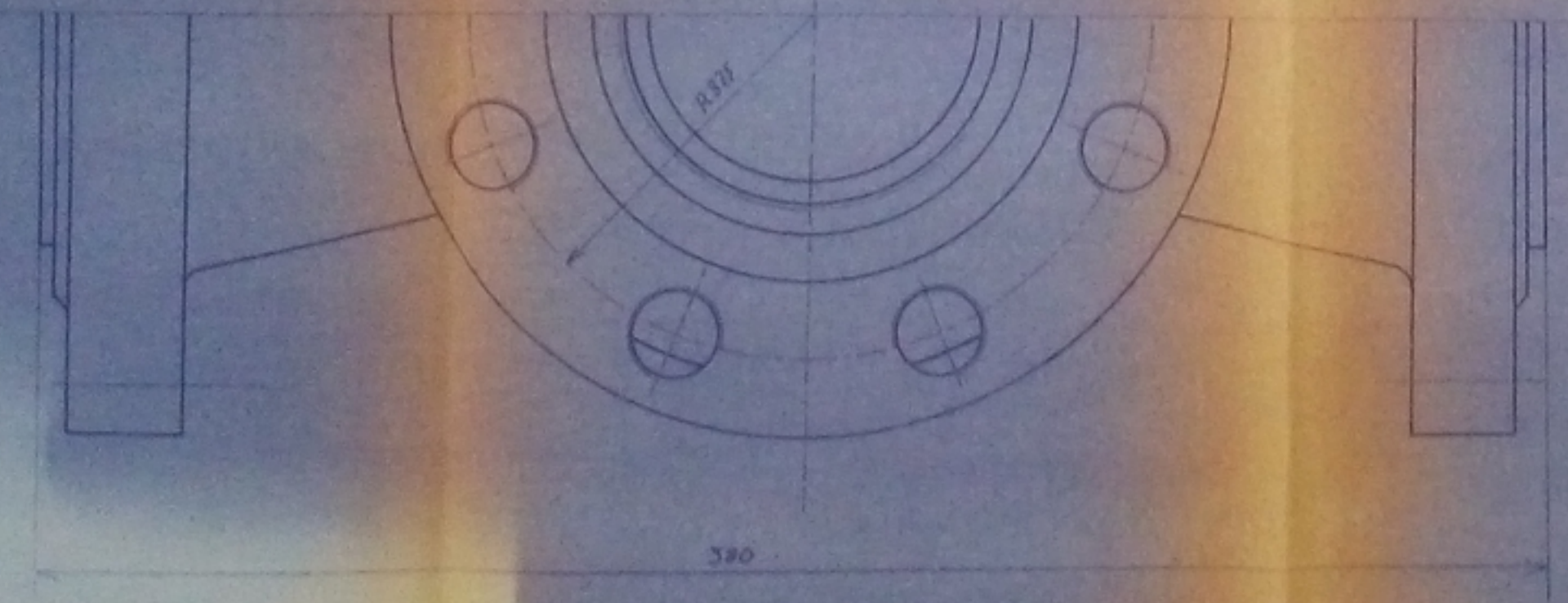
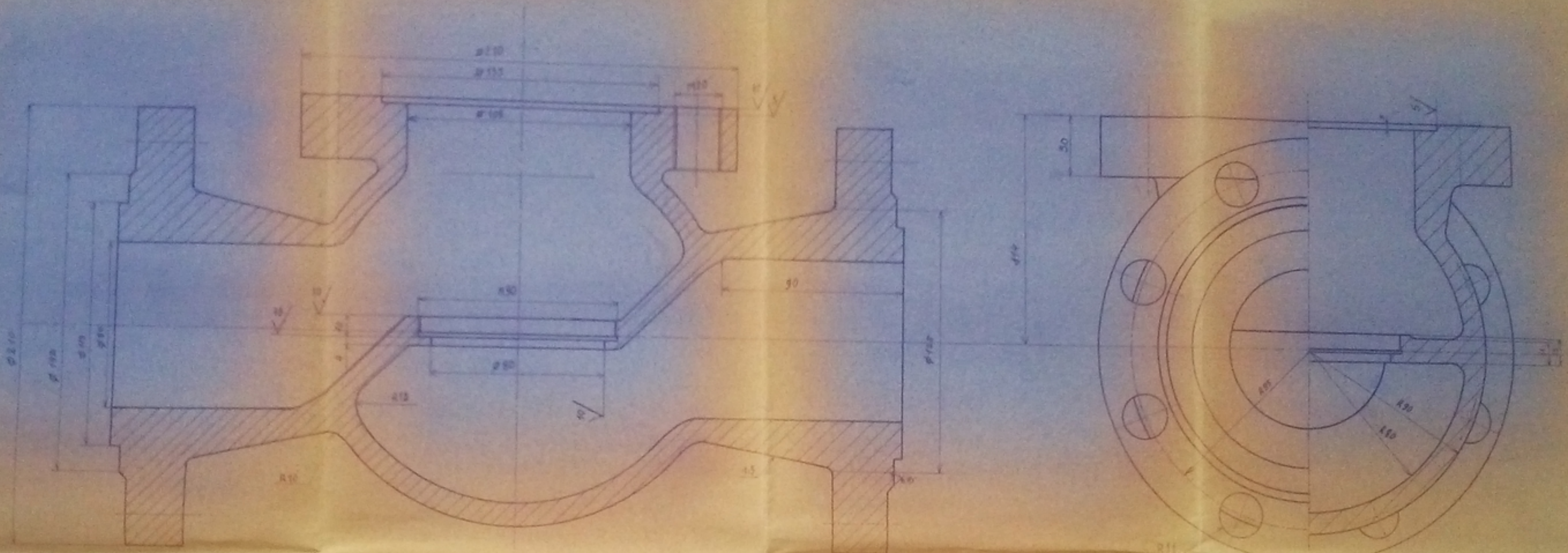
No.	Part Name	Material	Quantity	Remarks
1	Cap Screw	Steel	1	
2	Nut	Steel	1	
3	Washer	Steel	1	
4	Shaft	Steel	1	
5	Housing	Cast Iron	1	
6	Seal	Rubber	1	
7	Groove	Steel	1	
8	Chamfer	Steel	1	



PM04 83
Année 8-



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Tch	Nom	Cl	ENPA
1			ENPA
F. Ind	TRICHEL ADRIAN	CORPS	ENPA
PRE. DE	SPRIBOINDY		ENPA
			RVI01



PM 014 53
Annexe - 3 -

مكتبة جامعة القاهرة
القاهرة
مكتبة المعهد الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHÈQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
ECH	PROJ		ENPA
1			Departement
Prof. BOUCHAÏRA		CORPS	
Prof. SPANOU			

