

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
Houari Boumediène

ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Mécanique

المدرسة الوطنية للعلوم

الميكانيكا

THESE DE MAÎTRE EN ETUDES
BIBLIOTHEQUE

ETUDE, CALCUL, et CONSTRUCTION
d'un ROBINET-VANNE

Proposé par :

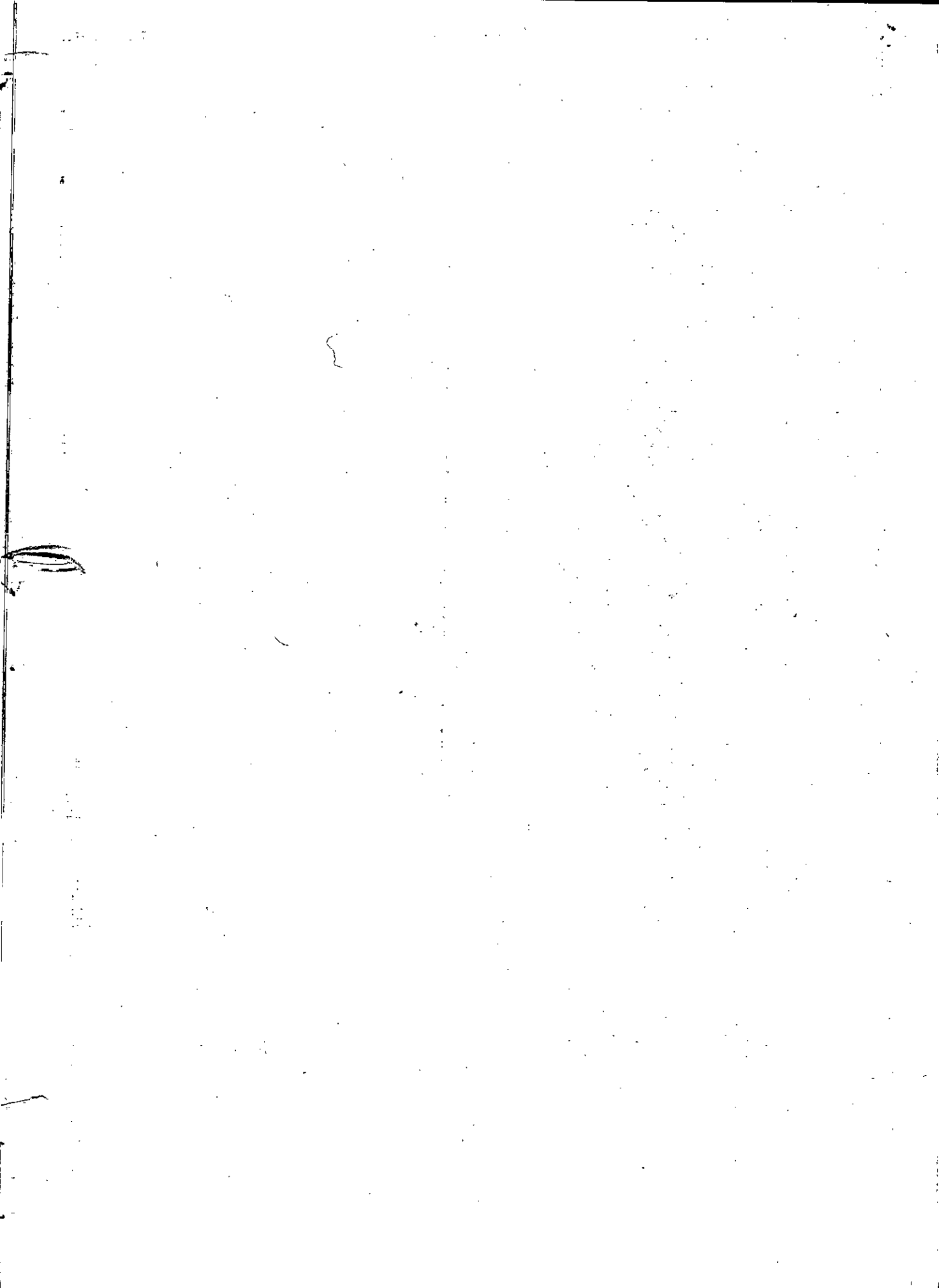
Mr G. SPIRIDONOV

Maître - Assistant à l'ENPA

Etudié par :

B. BERRAHAL

Promotion Juin 82



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Houari Boumediène

ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Mécanique

»O«

THESE DE FIN D'ETUDES

ETUDE, CALCUL, et CONSTRUCTION
d'un ROBINET-VANNE

Proposé par :

Mr G. SPIRIDONOV

Maître - Assistant à l'ENPA

Etudié par :

B. BERRAHAL

Promotion Juin 82

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَأَنْزَلْنَا الْقُرْآنَ فِيهِ بَأْسٌ شَدِيدٌ
وَمَنَافِعٌ لِلنَّاسِ وَلِيَعْلَمَ اللَّهُ
مَنْ يَنْصُرُهُ وَرَسُولَهُ بِالْغَيْبِ إِنَّهُ
لَهُ قُوَّةٌ عَزِيزٌ

عَدُوٌّ لِّلْكَافِرِينَ



REMERCIEMENTS

À M^E SPIRIDONOV, Maître
Assistant à L'ENPA pour m'avoir
suivi régulièrement tout au long
de mon travail et pour ses conseils
basés sur sa longue expérience.

À tous les professeurs du
département de mécanique
pour avoir contribué à ma
formation d'ingénieur.

À tous les professeurs qui m'ont
enseigné depuis mon plus jeune
âge.

Belgacem BERRAHAL.

DÉDICACES

Ce modeste travail est dédié

À mon Père
À ma mère
À mes frères et sœurs
À ceux et celles qui me sont
très chers.
À mes collègues de promotion.

À tous ceux qui ont participé
de près ou de loin à la réalisa-
tion de ce travail.

Belgacem BERRAHAL.

Données du projet

- Nature du fluide : Huile minérale chaude.
- Température du fluide : $37,8[^\circ\text{C}] \div 426,7[^\circ\text{C}]$
- Pression du fluide : $25,7 \cdot 10^5 [\text{Pa}] \div 50,6 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$

Ces données, après correction de la pression, sont précisées comme suit :

- $t < 200[^\circ\text{C}]$
- $p_e = 63,2 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$: pression corrigée maximale
- Nature du fluide : huile minérale.
- Diamètre de passage : $d = 150 [\text{mm}]$.

1. INTRODUCTION:

Dès l'antiquité, l'eau a posé le problème du transport continu des fluides, résolu initialement par des canaux ouverts où l'eau circulait par gravité. Il a fallu ensuite régler le débit puis avoir des canalisations étanches.

Le développement de la grande industrie, l'extension des agglomérations urbaines, l'essor de l'industrie pétro-chimique (production, raffinage et transport), celui de l'industrie atomiques ont rendu le problème de plus en plus complexe. La variété des conditions d'emploi (nature, température et pression du fluide) a imposé, pour la réalisation des canalisations et de leurs accessoires, l'amélioration de matériaux usuels, la recherche et la mise au point des matériaux nouveaux.

La robinetterie est associée à toutes les activités modernes et y occupe souvent un rôle de premier plan. Sa sécurité d'exploitation, dans des conditions de service en général sévères, exige de cet organe: Résistance chimique, tenue mécanique et interchangeabilité facile.

Les appareils de robinetterie comprennent les appareils qui, intercalés dans une tuyauterie, ont pour rôle de régler ou d'interrompre le débit du fluide et dont un obturateur de forme approprié est l'organe principal.

Classification:

A. Selon la manière dont l'obturateur se déplace:

1. L'obturateur se lève perpendiculairement à son plan: SOUPAPE.
2. L'obturateur se déplace dans son plan: VANNE.
3. L'obturateur tourne autour d'un axe placé dans son plan ou parallèle à son plan: VALVE.
Cas particulier: l'axe est un diamètre de l'obturateur: PAPILLON.
4. Les deux Valves tournent autour d'un axe commun, l'étanchéité étant assurée par un boisseau: TOURNANT

B. Selon la manière dont l'obturateur est commandé:

1. le mouvement de l'obturateur est commandé directement par le fluide: Obturateurs automatiques dits: CLAPETS.
 2. le mouvement de l'obturateur est commandé extérieurement: ROBINETS
- Il peut arriver que la commande extérieure du robinet soit déclenchée par le fluide et effectuée électriquement, pneumatiquement ou hydrauliquement. On dit dans ce cas que le robinet est asservi.

2. GENERALITES SUR LES ROBINETS A VANNE:

Dans les robinets à vanne, l'obturateur appelé vanne ou opercule, commandé par une tige, se déplace parallèlement à ses surfaces de contact. A pleine ouverture les robinets à vanne présentent l'avantage de ne produire qu'une perte de charge infime.

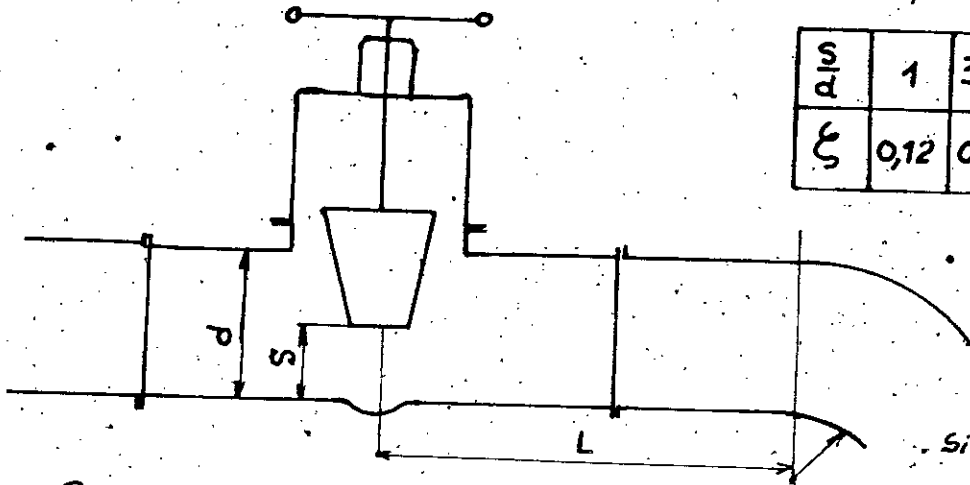
Pertes de charge h :

$$h = \xi \frac{v^2}{2g}$$

avec: ξ : coefficient des pertes.
 v : vitesse du fluide.
 $g = 9,81$

Données expérimentales:

Robinet à vanne : $d = 150$ [mm] : diamètre de passage du fluide.



$\frac{s}{d}$	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8
ξ	0,12	0,49	2,4	5,3	14	73

• Valables pour $L \geq 4d$

$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu} > 1.10^5 \div 2.10^5$$

ν : viscosité cinématique.

• Si $L < 4d$, ξ augmente.

Ces robinets doivent surtout être utilisés comme obturateurs car se sont de très mauvais organes de réglage. C'est à peu près le seul type d'obturateur utilisé dans les grandes dimensions. Ils sont employés pour tous les fluides: liquides, gaz et vapeur.

Constitution:

Les robinets-vannes sont donc caractérisés par la vanne qui se déplace par glissement sur un siège plan; la vanne est logée dans la cavité intérieure du corps. Un dispositif de manœuvre permet l'ouverture et la fermeture de la vanne. Un presse-garniture assure l'étanchéité du dispositif de manœuvre.

L'obturateur:

La vanne a la forme d'un disque qui en position de fermeture, doit s'appliquer fortement contre le siège du corps afin d'assurer l'étanchéité entre la conduite amont et la conduite aval, mais il faut éviter le coincement de la vanne sous l'effet de l'effort de serrage et des dilatations.

2.1 Réalisations diverses:

. Vanne à sièges obliques:

L'obturateur est constitué par un disque dont les faces, également inclinées sur l'axe, viennent prendre contact avec deux sièges de même inclinaison usinés dans le corps. Lorsque l'obturateur est réalisé en une seule pièce, la vanne est dite à simple opercule ou monobloc. Si l'obturateur est composé de deux pièces indépendantes articulées de façon à permettre aux opercules de former un dièdre identique à celui des sièges, la vanne est dite à double opercule.

Les deux systèmes donnent des résultats équivalents; le type à simple opercule, plus délicat à réaliser avec précision, donne néanmoins une plus grande garantie de durée et de tenue.

. Vanne à sièges parallèles:

L'obturateur est constitué par deux opercules ayant une certaine liberté par rapport au système d'accrochage; ils sont appliqués sur leurs sièges par un coin. Le mouvement des opercules est obtenu par l'intermédiaire d'un collier, dans lequel vient se visser la tige de la vanne. Les opercules sont maintenus par une agrafe mobile qui évite un trop grand écartement de la partie supérieure de ces opercules.

Dans le type à libre dilatation, les opercules sont appliqués sur leurs sièges par un ressort et la fermeture est obtenue uniquement par un seul opercule: la pression du fluide soulève l'opercule amont et applique l'opercule aval sur son siège.

. Ecrou immobile au niveau du coin:

La vis commandée par un volant est immobilisée en translation. L'écrou, solidaire de la vanne, est immobilisé en rotation; il s'agit donc du montage dit à « VIS GENEE ». La rotation de la vis détermine une translation verticale de la vanne qui est guidée dans le corps par un assemblage à rainure et languette. Le sens normal de fermeture est le sens de vissage d'une vis à droite dans un trou taraudé; le filetage utilisé doit donc être « à gauche ». La vanne doit être munie d'un évidement permettant son mouvement par rapport à la vis.

L'étanchéité à la sortie de la tige est assurée par un presse-étoupe. Ce type présente l'inconvénient d'exposer la vis et l'écrou à l'action du fluide, en position d'ouverture; par ailleurs, rien n'indique extérieurement si la vanne est en position d'ouverture ou de fermeture.

. Ecrou immobile en translation au niveau du volant de manœuvre:

On utilise le montage dit à « ECROU GENE ». Celui-ci, solidaire du volant, est immobilisé en translation; la vis, solidaire de la vanne, est immobilisée en rotation; la rotation de l'écrou détermine donc la levée de la vanne, qui doit encore être guidée. Même remarque que précédemment en ce qui concerne le filetage et l'étanchéité. On voit que ce type de vanne est plus encombrant, que celui du type précédent, dans le sens de la hauteur, mais la vis et l'écrou sont soustraits à l'action du fluide; de plus, la

position de la vis indique si la vanne est ouverte ou fermée.

2.2. Vanne à coin:

Les vannes à coin sont des organes d'arrêt pour les conduites. ELLES ne peuvent être employées comme organes de régulation. L'arrêt se fait par un obturateur en forme de coin.

L'obturateur étant pourvu de joints des deux côtés, il est donc possible d'arrêter le fluide dans n'importe quel sens d'écoulement.

Lorsque la vanne est fermée, les surfaces des joints sont pressées sur leur siège par l'action du coin. De plus la pression du fluide agit dans le sens de l'écoulement et augmente ainsi la pression de contact.

L'étanchéité de la tige extérieure est assurée par un presse-étoupe ou un joint à section circulaire.

Les vannes à coin se divisent, conformément aux paliers de pression et à la forme du corps, en:

- Vannes à cage méplate.
- Vannes à cage ovale.
- Vannes à cage ronde.

Les vannes à coin sont équipées soit de tiges extérieures soit de tiges intérieures. Pour tous les fluides ne nuisant pas au fonctionnement de la tige, celle-ci est intérieure. Si par contre, le fluide est corrosif, on emploiera des tiges extérieures.

Le choix des modèles et des matériaux de construction dépend des conditions de service données.

Le sens de fermeture de ces vannes est toujours le sens de vissage d'une vis à droite dans un trou taraudé.

Le corps:

Le corps comporte une partie centrale à section oblongue destinée à recevoir la vanne et munie latéralement des tubulures de raccordement aux conduites amont et aval fixées généralement par brides circulaires; l'ensemble moulé en fonte, acier ou bronze.

Le corps comporte des bossages intérieurs usinés servant d'appui à la vanne; ils sont souvent munis de sièges rapportés, en bronze ou en acier inoxydable; deux nervures venues de fonderie assurent le guidage de la vanne. Il est surmonté d'un chapeau assez haut pour permettre la remontée complète de la vanne, et fixé par brides et boulons ou goujons; un presse-étoupe assure l'étanchéité au passage de la tige de guidage; dans le cas de vis extérieure; un étrier porte l'écras et assure son guidage en rotation et son immobilisation en translation; la hauteur de l'étrier doit être telle que la partie filetée de la vis ne pénètre pas dans le presse-étoupe.

Critique:

- En position de fermeture, l'action du fluide appuie fortement l'obturateur sur son siège, ce qui est favorable à une bonne étanchéité.
- En position d'ouverture, la vanne dégage entièrement la conduite de plus, les tubulures d'entrée et de sortie sont en face l'une de l'autre; le fluide traverse donc le robinet sans changement de section ni de direction; d'où pertes de charge très faibles.
- Par contre, si la vanne est fermée partiellement, les pertes de charge

Sont importantes; il n'est donc pas recommandé d'utiliser ce type de robinet pour le réglage de débit.
 - La vanne étant plate, l'encombrement en longueur peut-être réduit; par contre, l'encombrement en hauteur est important, surtout pour les robinets à vis extérieure.

3. CHOIX DES PARAMETRES NORMALISES ET DES MATERIAUX:

a. Choix des brides de raccordements:

La forme et les dimensions des brides sont normalisées selon les prescriptions (ASA B16-5RF) de l'Américain standard Association

La longueur de construction est choisie selon (ASA B16-10).
 Le choix est en fonction du diamètre nominal de passage du fluide et de la pression.

Données:

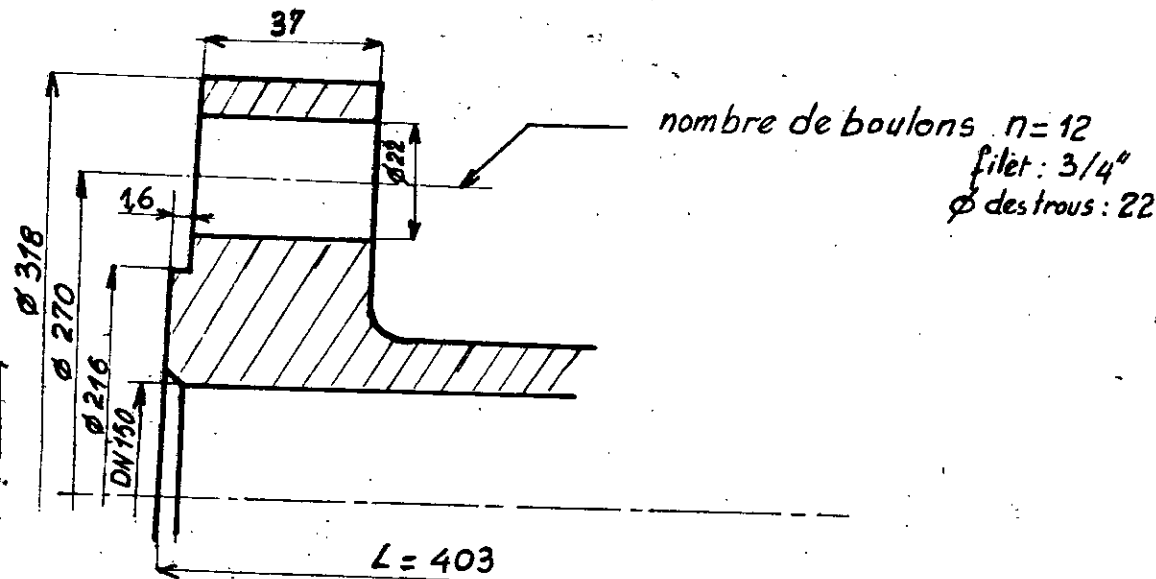
diamètre nominal : $d = 150$ [mm]

Pression du fluide : $\left\{ \begin{array}{l} p \leq 50,6 \text{ [bars]} ; (t \leq 37,8^\circ\text{C}) \\ p \leq 25,7 \text{ [bars]} ; (t \leq 426,7^\circ\text{C}) \end{array} \right.$

Ce qui correspond selon la normalisation ASA à :
 $d = 6$ [pouces]

Donc les calculs seront fait à la base de : $\left\{ \begin{array}{l} p \leq 720 \text{ lbs/inch}^2 ; (t \leq 100^\circ\text{F}) \\ p \leq 365 \text{ lbs/inch}^2 ; (t \leq 800^\circ\text{F}) \\ p = 50,6 \text{ [bars]} = 50,6 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \\ t = 38,7 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{array} \right.$

Choix de la bride :



b. L'organe d'obturation :

L'organe d'obturation dans notre cas, c'est une bague (siège) démontable vissée sur le corps.

Le montage et le démontage de cette bague est facile, mais sa fabrication nécessite un usinage avec rectification, montée sur le corps. La bague comporte des nervures assurant son montage et son démontage.

c. le coin :

Il est en monobloc sans bagues d'obturation. Sa suspension mobile permet une transmission égale des forces de la tige sur les surfaces d'étanchéités.

d. la tige :

La tige est filetée extérieure, immobile en rotation (la rotation est donnée directement à l'écrou), se déplace uniquement dans le sens longitudinal. Le filetage est trapézoïdale : il permet de transmettre l'effort axial et le couple de torsion entre la tige et l'écrou.

e. Matériaux :

Le corps, le couvercle d'arcade, le chapeau du presse-garniture et le coin : seront obtenus par moulage en acier.

A48M.

La tige et les bagues d'obturations seront obtenues en acier allié dont la composition chimique sera :

d'après la normalisation GOST :

La nuance de l'acier choisi est : **38XM10A***

Caractéristiques : $\sigma_B = 1000 \text{ N/mm}^2$: contrainte de rupture
HB = 230 : dureté Brinell

Traitements : Trempe à l'huile à $t = 940^\circ\text{C}$

Normalisation à $t = 640^\circ\text{C}$

Refroidissement à l'air.

Nuance	35XMΦA	38XM10A
C	0,3 ÷ 0,38	0,35 ÷ 0,42
Mn	0,4 ÷ 0,7	0,3 ÷ 0,6
Si	0,17 ÷ 0,37	0,17 ÷ 0,37
Cr	1,00 ÷ 1,3	1,35 ÷ 1,65
Ni	≤ 0,4	≤ 0,4
	Mo. 0,2 ÷ 0,3 V. 0,1 ÷ 0,2	Al. 0,7 ÷ 1,1 Mo. 0,15 ÷ 0,25

Les boulons (goujons) de serrage : en acier.

Le joint d'étanchéité (corps-couvercle) : en carton d'amiante.

Le presse-étoupe : en tresse d'amiante, huilée, graphitée, armée de fils de cuivre.

f- Normalisation:

On utilisera les normes - ASA
 - NF
 - GOST

Nota:

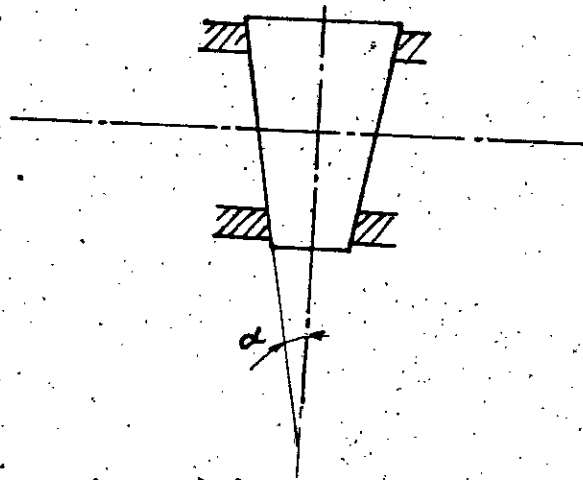
L'angle du coin α :

$\alpha = 2^{\circ} 52'$ (1:20) : recommandés
 $\alpha = 4^{\circ} 46'$ (1:12) : d'après DIN.

Pour des grandes variations de température on prend:

$\alpha = 5^{\circ}$; d'après ASA.

Dans notre cas la température maximale $t_{max} = 426,7^{\circ}C$
 Ainsi on adopte : $\alpha = 5^{\circ}$



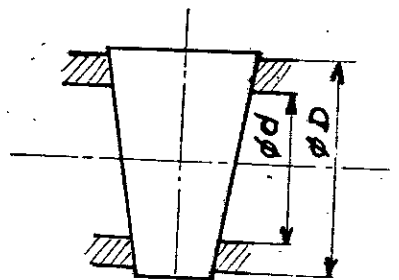
1. Calcul des efforts au niveau des bagues d'obturation:

$d = 150 [mm]$: diamètre de passage

$D = d + 2b$

$b = \frac{D-d}{2}$: largeur de la bague.

A la base des constructions existantes: [1]
 on a adopté : $b = 4 [mm]$



La pression spécifique d'étanchéité est donnée par la relation empirique suivante:

$Q_e \geq \frac{a \cdot 10^5 + c \cdot p}{\sqrt{b}}$; en $[Pa]$: c'est la pression nécessaire assurante l'étanchéité.

Avec : a, c : coefficients donnés d'après le tableau:

	a	c	[q]
caoutchouc	5	0,5	$26 \cdot 10^5$
bronze, étain	35	0,6	$200 \cdot 10^5$
acier	100	2,5	$520 \cdot 10^5$

$p : [Pa]$: pression du fluide égale à:
 $50,6 \cdot 10^5 [Pa]$

$b : [cm]$: largeur de la bague.

$q_e \leq [q]$: valeur admissible en pascal [Pa].

$D = d + 2b = 150 + 2 \cdot 4 = 158 \text{ [mm]}$

3.2 Choix du matériau: [1]

	Pression maximale [Pa]	Température maximale [°C]	diamètre nominal max de passage [mm]
1. Fonte grise:	$13 \cdot 10^5$	300	200
	$13 \cdot 10^5$	200	400
	$13 \cdot 10^5$	150	500
2. Fonte malléable.	$40 \cdot 10^5$	400	80
	$25 \cdot 10^5$	300	100
3. Acier non allié	<ul style="list-style-type: none"> • Température maximale: $-40 \div 450 \text{ [°C]}$ • Pression maximale: $425 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$ • Si la température: $t < 200 \text{ [°C]}$, la pression est illimitée. 		

3.3. fonctionnement de la vanne:

En principe on distingue trois cas de fonctionnement.

- 1^{er} Cas: l'effort exercé par le fluide sur le coin en position fermée suffit pour assurer une pression spécifique sur les bagues afin d'obtenir une bonne étanchéité.
- 2^e Cas: les deux efforts, dû à l'action de la tige et à la pression du fluide, exercés sur les bagues d'étanchéité assurent l'étanchéité uniquement sur le côté sortie.
- 3^e Cas: l'effort exercé par l'action de la tige sur les bagues assure une bonne étanchéité sur les deux côtés (entrée, sortie).

Commentaire:

Dans le 1^{er} Cas, la pression spécifique q_e exercée sur les bagues d'étanchéité peut être déterminée par la formule:

$$q_e = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot b} \quad [1] \quad \text{Avec: } F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p$$

$\pi \cdot D \cdot b$: surface de la couronne de la bague d'étanchéité

$$\frac{D \cdot p}{4b} \geq q \quad \text{ou bien: } p \geq \frac{4b}{D} \cdot q$$

On utilise cette réalisation uniquement dans le cas où le diamètre nominal est très grand et la pression reste constante.

Dans le 2^e Cas, si la pression du fluide diminue, il est

évident que l'étanchéité ne sera pas assurée.

L'effort p (pression) et Q (action de la tige), chargent la bague du côté sortie, cependant la bague du côté entrée sera moins chargée, ce qui permet le passage du fluide par cette dernière, mais il sera freiné par le presse-étoupe.

Donc l'étanchéité sera bonne et qu'il n'y aura pas de fuite du fluide. L'inconvénient c'est qu'on ne peut pas changer le presse-étoupe même si la vanne est fermée.

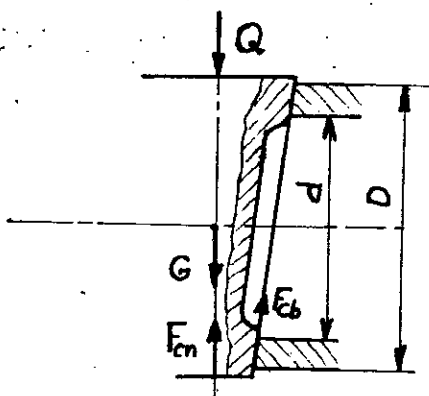
Dans le 3^e cas, on a toujours la bague de sortie qui est plus chargée. L'action est répétée fréquemment ce qui entraîne des déformations sur les bagues est sur le corps.
désavantages:

- l'ouverture sera difficile
- la fabrication des bagues d'étanchéité est complexe.
- le corps est surchargé d'où l'augmentation de l'épaisseur de la paroi du corps donc l'augmentation du poids total. Ceci mène à la concentration des contraintes sur le corps. Les déformations sont plus grandes sur la partie supérieure du corps, d'après l'expérience [1]

Conclusion:

Généralement, les constructions courantes sont d'après le 2^e cas, vu qu'on peut remédier au changement du presse-étoupe sans qu'il y est des fuites du fluide.

L' Effort vertical.



$F_{cb} = F \cdot \mu$ avec: F : force exercée par le coin sur la bague
 μ : coefficient de frottement, coin - bague

La force de frottement et le coefficient μ sont différents quand on ferme ou quand on ouvre.

$F_{cn} = F' \cdot \mu'$; avec: F' : effort exercé par le fluide sur le coin pendant son mouvement et son guidage.
 μ' : coefficient de frottement du coin sur les nervures de guidage du corps.

- Quand on ferme l'effort F' varie avec le déplacement du coin. Il augmente avec la descente et s'annule au moment où le coin touche l'une des bagues.
- L'effort F_{cn} n'existe pas lorsqu'on serre ou on desserre le coin contre les bagues. Donc on ne va pas tenir compte de cette effort à l'état fermé, pour tous les calculs.

L'extrémité de la tige étant fixée sur le coin, le moment de torsion dû au frottement du filetage au niveau de l'écrou tournant, va charger le coin et les bagues d'un effort supplémentaire.

L'expérience [1] montre que cet effort est négligeable par rapport à l'effort total exercé sur les bagues et est inférieur à 2%.

3.4. Le poids propre du coin :

Lorsque le diamètre de passage augmente, le poids propre du coin augmente aussi par conséquent l'effort de celui-ci intervient.

Approximativement : la masse de la partie cylindrique du coin est égale :

$$m_c = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_m \cdot \gamma \quad \text{avec : } D : \text{diamètre du coin [m]} \\ S_m : \text{épaisseur moyenne du coin [m]} \\ \gamma : \text{densité [g/cm}^3\text{]}$$

On adopte :

$$\left| \begin{array}{l} D = 190 \text{ [mm]} \\ S_m = 50 \text{ [mm]} \\ \gamma = 8 \text{ [g/cm}^3\text{]} \end{array} \right.$$

3.5 Influence de la température du fluide et détermination des données initiales :

Dans le cas où la température du fluide t est supérieure à 200°C , les caractéristiques mécaniques des métaux changent et diminuent.

Au lieu de tenir compte de cette diminution, c'est à dire de diminuer les contraintes admissibles en correspondance avec la température, pour faciliter les calculs, on travaillera avec les contraintes admissibles valables pour une température ($t < 200^\circ\text{C}$) en augmentant la valeur de la pression en fonction de la température.

Les calculs seront fait en fonction de cette pression dite : "PRESSION CORRIGÉE" au lieu de la pression nominale.

Donc on obtiendra des valeurs de contraintes élevées, qui doivent être inférieures ou égales au contraintes admissibles. Ainsi on compense l'influence négative de la température.

D'après GOST 356-59, on corrige la pression selon le tableau:

Extrait des données valables pour aciers non alliés:

Température du fluide [°C]							Pression corrigée $p_c \times 10^5 [Pa]$
$t \leq 200$	200 ÷ 250	250 ÷ 300	300 ÷ 350	350 ÷ 400	400 ÷ 425	425 ÷ 450	
Pression du fluide $\cdot 10^{-5} [Pa]$.							
1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,5	1,0
2,5	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,0	2,5
4,0	3,6	3,2	2,8	2,5	2,2	1,7	4,0
6,0	5,6	5,0	4,5	4,0	3,6	2,8	6,0
10,0	9,0	8,0	7,0	6,4	5,6	4,2	10,0
16,0	14,0	12,5	11,0	10,0	9,0	6,7	16,0
25,0	22,0	20,0	18,0	16,0	14,0	10,5	25,0
40,0	36,0	32,0	28,0	25,0	22,0	17,0	40,0
64,0	56,0	50,0	45,0	40,0	36,0	26,0	64,0
100,0	90,0	80,0	71,0	64,0	56,0	42,0	100,0
160,0	140,0	125,0	112,0	100,0	90,0	67,0	160,0
-	-	-	-	-	-	-	-
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

Dans notre cas : à la température maximale $t = 426,7^\circ C$ lui correspond une pression $p = 25,7 \cdot 10^5 Pa$

Par interpolation on obtient la valeur corrigée p_c , maximale:

$$p_c = 63,2 \cdot 10^5 [Pa].$$

Vérifions maintenant toutes les valeurs prévues dans le domaine d'utilisation du catalogue de SONACOME, Complexe : "Vannes - pompes" BERROUAGHIA, pour ($t < 200^{\circ}\text{C}$).

$t [^{\circ}\text{C}]$	204,4	232,2	260,0	287,2	315,6	343,3	371,1	398,9	426,7
$p [\text{bars}]$	46,8	45,7	43,9	41,5	39,0	36,2	33,0	29,9	25,7
$p_c \cdot 10^{-5} [\text{Pa}]$	52,96	51,64	55,87	52,67	55,53	51,58	52,80	47,84	63,20

La valeur de la pression maximale étant : $p_c = 63,2 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$, doit être donc adoptée comme valeur initiale de la pression.

Conclusion:

Les données initiales sont précisées comme suit :

t : normale inférieure à $200 [^{\circ}\text{C}]$

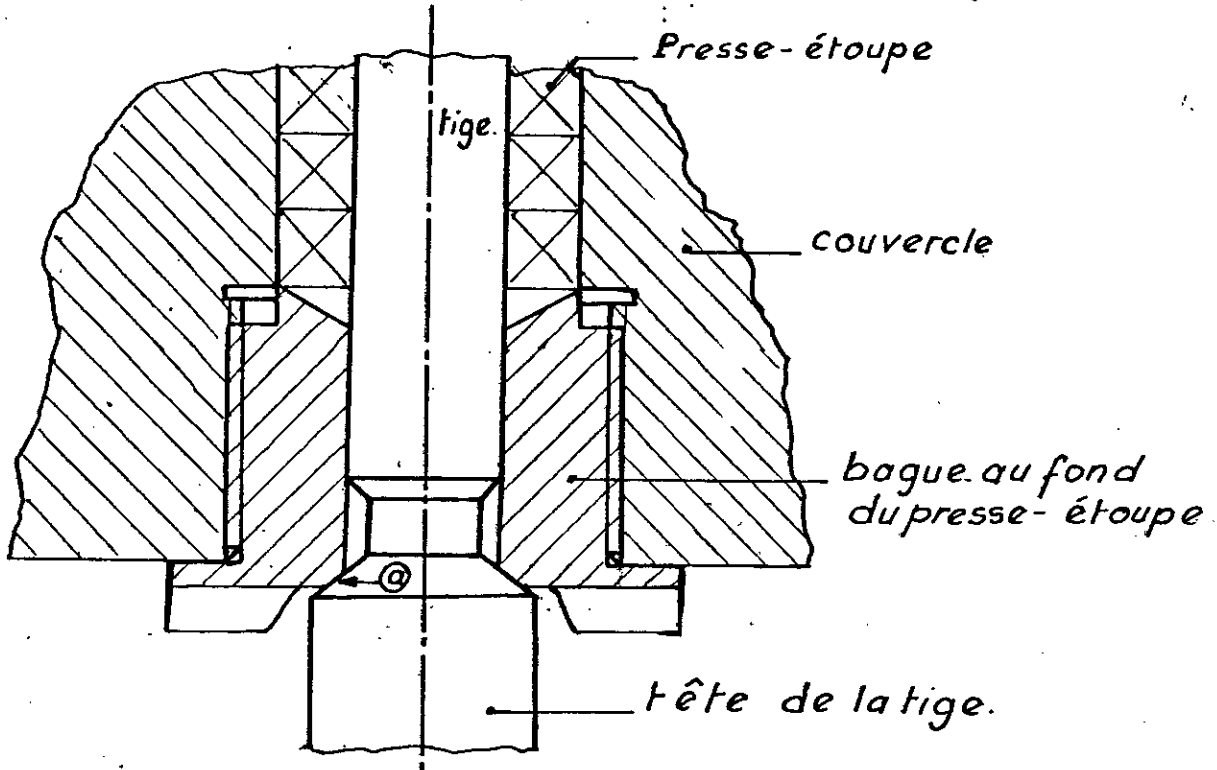
p_c : $63,2 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$

Nature du fluide : huile minérale.

3.6 Efforts chargeant la tige :

L'analyse détaillée exige l'étude de toutes les positions de la tige et du coin dans les différents états.

Robinet ouvert, la tige en position extrême supérieure :

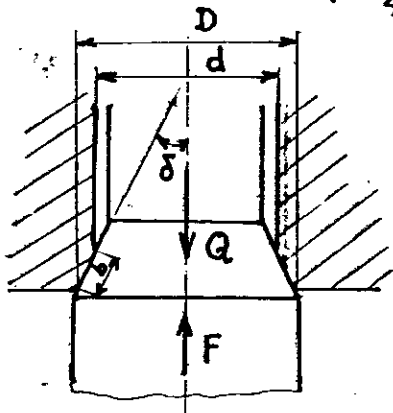


En position complètement ouverte, pour décharger le presse-étoupe, augmenter la sécurité contre les fuites et permettre de faire un réétoupage même sous pression on prévoit des surfaces d'étanchéité coniques @ sur la tige et sur la bague au fond du presse-étoupe.

Donc, dans ce cas l'effort au niveau des surfaces @ suffit pour assurer l'étanchéité.

Cet effort peut-être calculé d'après la formule :

$$F = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) (1 + \mu \cos \delta) \cdot q_c \quad [N]$$



avec : D, d en [m] ; d'après le schéma.
 μ : coefficient de frottement à sec.

Pour tige en acier } $\mu = 0,2$
 bague en bronze }

$\delta = 45^\circ$

$$D = d + 2b \sin \delta$$

On adopte : $d = 35$ [mm] : diamètre tige
 $b = 8$ [mm]

Donc : $D = 35 + 2 \cdot 8 \cdot \sin 45 = 46,31 \text{ [mm]}$.

$Q_e = \frac{a \cdot 10^5 + c \cdot p_c}{\sqrt{b}} \text{ [Pa]}$: pression spécifique d'étanchéité.

Avec : $p_c = 63,2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$
 $b = 0,4 \text{ [cm]}$ (voir page 7).
 $a = 100$; $c = 2,5$

AN : $Q_e = \frac{100 \cdot 10^5 + 2,5 \cdot 63,2 \cdot 10^5}{\sqrt{0,4}} = 407,93 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$

$F = \frac{\pi}{4} (0,046^2 - 0,035^2) (1 + 0,2 \cos 45) \cdot 407,93 \cdot 10^5$

$F = 32583,61 \text{ [N]}$

$F = Q + P'_t - G \text{ [N]}$

$P'_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 \cdot p_c \text{ [N]}$

$G = m_c \cdot g$

Avec :

$Q \text{ [N]}$: force axiale exercée par la tige.

$P'_t \text{ [N]}$: force due à la pression

$G \text{ [N]}$: force de gravité du poids propre du coin.

$D, d \text{ [m]}$: d'après le schéma (page 13)

$m_c \text{ [kg]}$: poids propre du coin.

$g = 9,81$.

Approximativement :

$m_c = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_m \cdot \gamma \cdot \mu_r + m_s ; \text{ [g]}$

Avec :

$D = 19 \text{ [cm]}$: diamètre maximal du coin.

$S_m = 5 \text{ [cm]}$: épaisseur moyenne du coin.

$\gamma = 8 \text{ [g/cm}^3\text{]}$: densité du matériau du coin.

$\mu_r = 75\%$: coefficient de remplissage.

$m_s \approx 250 \text{ [g]}$: masse supplémentaire du collier du coin.

$m_c = \frac{\pi \cdot 19^2}{4} \cdot 5 \cdot 8 \cdot 0,75 + 250 = 8755,86 \text{ [g]}$

$G = 8,75 \cdot 9,81 = 85,84 \text{ [N]}$

$P'_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,046^2 + 0,035^2}{2} \right) \cdot 63,2 \cdot 10^5 = 8141,73 \text{ [N]}$

Donc : $Q = F - P'_t + G$.

$Q = 32583,61 - 8141,73 + 85,84 = 24527,72 \text{ [N]}$

Nota: la tige est chargée à la traction.

3.7. Déplacement du coin :

a) déplacement du coin du haut en bas :

Le coin se trouvant en position intermédiaire frotte sur les nervures de guidage du corps.

La force de frottement : $F_f = N \cdot \mu$, où N est la force normale qui charge le coin et elle est due à l'action du fluide sur le coin

La force qui charge la tige :

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

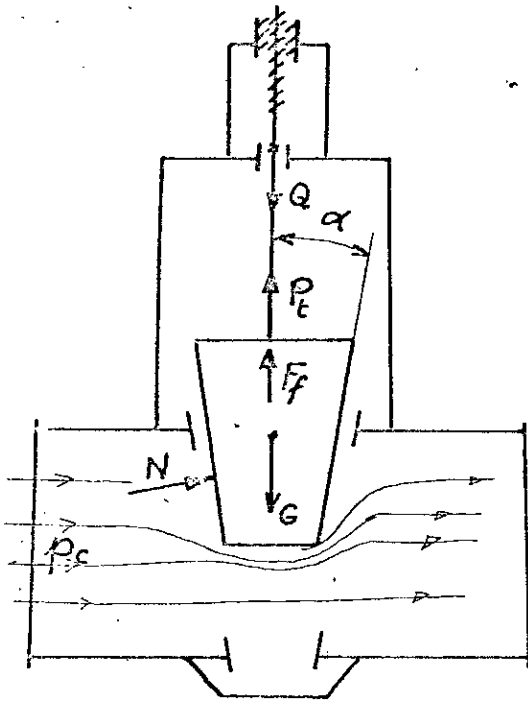
dans ce cas : $P_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_c$ [N]

avec : d : diamètre de la tige au niveau du presse-étoupe.

$d = 35$ [mm] ; (adopté).

Donc :

$$P_t = \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{\underline{6080,55 [N]}}$$



Pour la force normale qui charge le coin, on peut déterminer sa valeur maximale.

$$N = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 \cdot p_c \quad \text{avec : } D \text{ [m] : diamètre e. i.érieur de la bague (siège).}$$

$$N = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,0158 + 0,015}{2} \right)^2 \cdot 63,2 \cdot 10^5$$

d [m] : diamètre de passage.
 p_c [Pa] : pression corrigée.

$$\underline{\underline{N = 117719,5 [N]}}$$

La force de frottement sera :

$$F_f = N \cdot \mu \quad \text{avec : } \mu = 0,35 : \text{coefficient de frottement coin sur nervures de guidage du corps}$$

$$F_f = 117719,5 \cdot 0,35 = \underline{\underline{41201,82 [N]}}$$

La force qui charge la tige sera donc égale à :

$$Q = 41201,82 + 6080,55 + 117719,5 \sin 5^\circ - 85,84 = \underline{\underline{57456,46 [N]}}$$

b) déplacement du coin du bas en haut:
L'effort chargeant la tige :

$$Q = F_f - P - N \sin \alpha + G$$

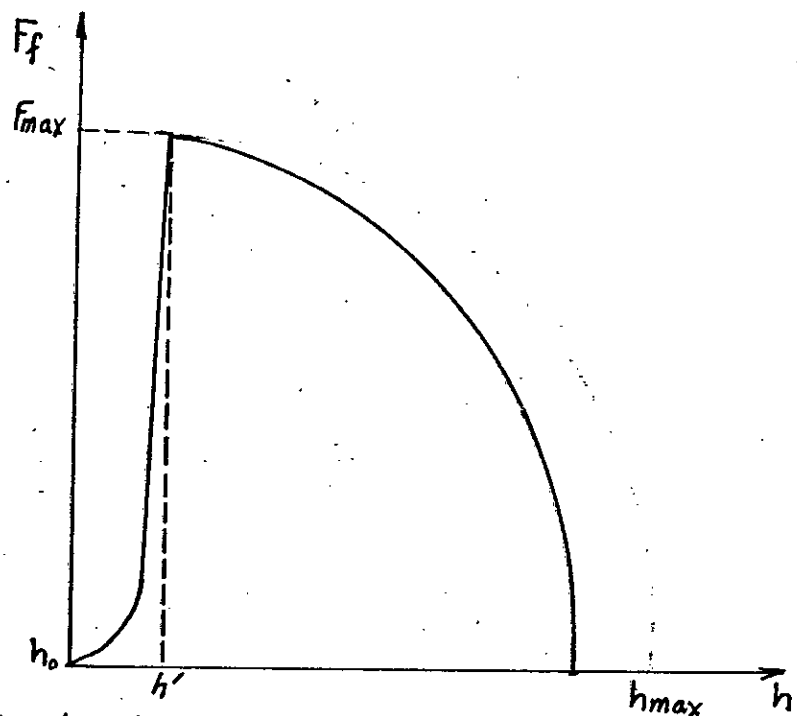
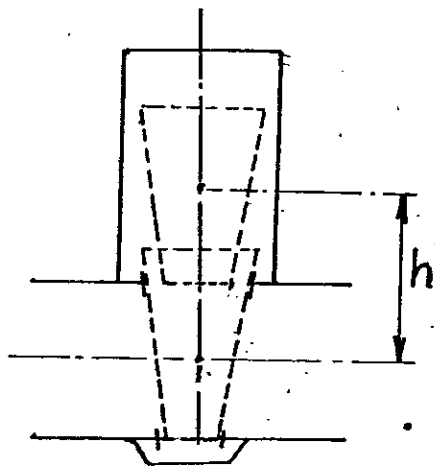
Il est évident que la force N varie en fonction de la position du coin. Elle est maximale en position extrême bas avant que le coin touche l'une des bagues d'étanchéité.

Dans ce cas les efforts P et N s'opposent à la force de frottement F_f . Ces efforts sont déjà calculé précédemment

$$\text{Donc: } Q = 41201,82 - 6080,55 - 117719,5 \sin 5^\circ + 85,84$$

$$Q = 24947,18 \text{ [N].}$$

c) Représentation graphique des variations de la force F_f en fonction du déplacement h :



h_{max} : levée maximale du coin. Le coin est entièrement effacé de la conduite.

La force $N=0$ donc: $F_f = N \cdot \mu = 0$.

h' : levée correspondante à la touche du coin avec le siège droit. Le coin commence à se centrer (à se déplacer à gauche). La force F_f obtienne brusquement la valeur zéro.

h_0 : vanne fermée.

$$\text{Donc: } F_{fmax} = N_{max} \cdot \mu = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_c \cdot \mu.$$

avec: D_m : le diamètre moyen du siège.

p_c : la pression corrigée en [Pa]

$\mu = 0,35$: coef. de frottement du coin sur nervures de guidage.

EN OUVRANT:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_c \cdot \mu - \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p_c - \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_c \sin \alpha + G.$$

ou encore:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot p_c [(\mu - \sin \alpha) D_m^2 - d^2] + G$$

avec:

- $p_c = 63,2 \cdot 10^5 [Pa]$: pression corrigée.
- $\mu = 0,35$: coefficient de frottement.
- $D_m = 0,154 [m]$: diamètre moyen du siège.
- $d = 0,035 [m]$: diamètre de la tige (adopté).
- $G = 85,84 [N]$: poids propre du coin.

AN:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot 63,2 \cdot 10^5 [(0,35 - \sin 5^\circ) 0,154^2 - 0,035^2] + 85,84.$$

$$Q_{max} = \underline{24\,947,18 [N]}$$

EN FERMANT:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot p_c [D_m^2 (\mu + \sin \alpha) + d^2] - G$$

AN:

$$Q_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot 63,2 \cdot 10^5 [0,154^2 (0,35 + \sin 5^\circ) + 0,035^2] - 85,84.$$

$$Q_{max} = \underline{57456,46 [N]}$$

Rappelons: Pendant le serrage et le desserrage du coin la force de frottement est nulle $f_f = 0$.

3.8. SERRAGE DU COIN:

3.8.1 Etanchéité garantie sur un des sièges:

Dans ce cas l'étanchéité est garantie pour toutes les valeurs de la pression.

- Avantage:
- la circulation du fluide est arrêtée.
 - l'effort sur le coin, la tige, l'écrou, le couvercle et sur les éléments de liaison, n'est pas très grand.
 - la probabilité de blocage du coin entre les deux bagues de siège est minimale.

Inconvénient:

- Le presse-étoupe, en position du coin fermé, est toujours sous pression, d'où ceci entraîne la diminution de la longévité du presse-étoupe.

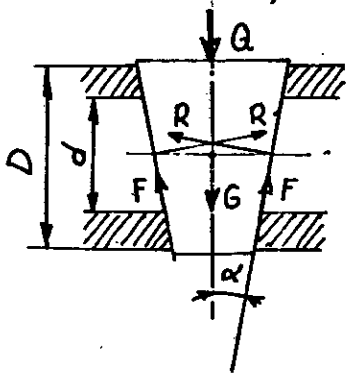
IMPORTANT:

Avec l'augmentation de la pression du fluide, la force exercée par le coin sur la bague de siège côté sortie, augmente et la force exercée sur la bague d'entrée sera moins chargée que celle du côté sortie.

A partir de ceci on peut conclure que l'étanchéité sera toujours assurée si la force exercée par le coin sur la bague de siège côté sortie est suffisante pour obtenir une pression de contact égale à la pression spécifique d'étanchéité.

a) . Serrage à vide: (la pression du fluide $p_c = 0$).

Schéma des forces:



$$Q + G = 2R \sin \alpha + 2F \cos \alpha.$$

avec: Q [N]: effort exercé par la tige par le coin.

G [N]: force de gravité du poids propre du coin.

R [N]: Réaction du siège.

F [N]: force de frottement au niveau des surfaces de contact.

$$\alpha = 5^\circ$$

$F = \mu \cdot R$: avec: $\mu = 0,3$: coefficient de frottement en mouvement (à sec).

donc: $Q + G = 2R \sin \alpha + 2R \mu \cos \alpha.$

$$Q = 2R (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) - G$$

avec: $R = R_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) q_e$ [N]

D, d: sont respectivement les diamètres
extérieur et intérieur du siège.

d'où:

$$Q = 2 R_2 \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu) - G \quad (1)$$

$$q_e = \frac{a \cdot 10^5 + c \cdot p_c}{\sqrt{b}}$$

avec: $a = 100$
 $c = 2,5$ (voir page 7)
 $b = 0,4$ [cm]

$$q_e = \frac{100 \cdot 10^5 + 2,5 \cdot 63,2 \cdot 10^5}{\sqrt{0,4}} = 407,93 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \leq [q_e] = 520 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

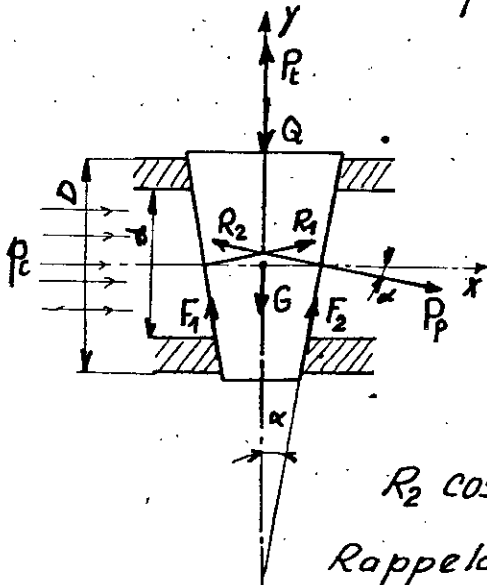
$$R = \frac{\pi}{4} (0,158^2 - 0,150^2) \cdot 407,93 \cdot 10^5 = 78943,47 \text{ [N]}$$

$$G = 85,84 \text{ [N]}$$

Donc $Q = 2 \cdot 78943,47 \cos 5^\circ (\operatorname{tg} 5^\circ + 0,3) = 60860,75 \text{ [N]}$; (1)

b) Serrage sous pression:

Schéma des forces:



projection sur l'axe "y":

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

avec: P_e [N]: effort sur la tige dû à la pression.

$$P_e = \frac{\pi d^2}{4} p_c = 6080,55 \text{ [N]} \text{ (voir page 15)}$$

P_p [N]: effort dû à la pression.

projection sur l'axe "x":

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

Rappelons que: $F_1 = R_1 \mu$
 $F_2 = R_2 \mu$

donc: $R_1 (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) = R_2 (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) - P_p \cos \alpha$

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

ou bien: $R_1 = R_2 + \frac{P_p}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1}$

On reprend l'expression d'équilibrage des forces sur l'axe "y", en remplaçant R_1, F_1 et F_2 par leur valeur citées ci-dessus:

$$Q + G - P_t = \left(R_2 + \frac{P_p}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} \right) \sin \alpha + R_2 \sin \alpha + \left(R_2 + \frac{P_p}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} \right) \mu \cos \alpha + R_2 \mu \cos \alpha - P_p \sin \alpha.$$

$$Q = 2R_2 \sin \alpha + 2R_2 \mu \cos \alpha + P_p \left[\frac{\sin \alpha}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} + \frac{\mu \cos \alpha}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} - \sin \alpha \right] - G + P_t$$

$$Q = 2R_2 \sin \alpha \left(1 + \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + P_p \cos \alpha \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} - \operatorname{tg} \alpha \right] - G + P_t.$$

on sait que : $\mu = \operatorname{tg} \varphi$: avec : φ : angle de frottement.

rappelons que : $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi} = - \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \alpha - 1}$

Donc :

$$Q = 2R_2 \sin \alpha \left(1 + \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \right) - P_p \cos \alpha \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \alpha \right] - G + P_t.$$

Oubien :

$$Q = 2R_2 \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu) - P_p \cos \alpha \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \alpha \right] - G + P_t$$

Rappelons que : (voir page 9).

$$\begin{aligned} R_1 &= P_p \\ R_2 &= R_1 + P_p = P_p + P_p. \end{aligned}$$

Donc :

$$Q = 2(P_p + P_p) \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu) - P_p \cos \alpha \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \alpha \right] - G + P_t \quad (2)$$

Remarque : si on suppose $P_p = 0$ (serrage à vide), à partir de la formule (2) on obtient la formule (1).

avec :

$$P_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D+d}{2} \right)^2 p_c \text{ [N] ; } D, d \text{ [m] : diamètres extérieur et intérieur du siège.}$$

$$P_p = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,158 + 0,150}{2} \right)^2 63,2 \cdot 10^5 = 117\,719,50 \text{ [N]}$$

$$P_t = 6080,55 \text{ [N] ; (voir page 15)}$$

$$P_e = 78\,943,47 \text{ [N] ; (voir page 19)}$$

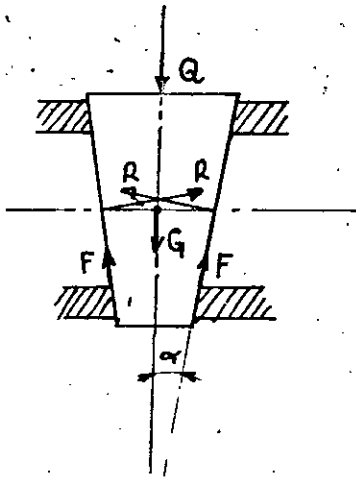
$$G = 85,84 \text{ [N]}$$

$$Q = 2(78\,943,47 + 117\,719,50) \cos 5^\circ (\operatorname{tg} 5^\circ + 0,3) - 117\,719,50 \cos 5^\circ \left[\operatorname{tg}(5 + 16,7) + \operatorname{tg} 5^\circ \right] - 85,84 + 6080,55$$

$$Q = 100\,897,94 \text{ [N] . (2)}$$

3.8.2. Etanchéité garantie sur les deux Sièges:

a) Serrage à vide: ($p_e = 0$)



$$Q + G = 2R \sin \alpha + 2F \cos \alpha$$

$$F = \mu R$$

$$Q = 2R \sin \alpha + 2\mu R \cos \alpha - G$$

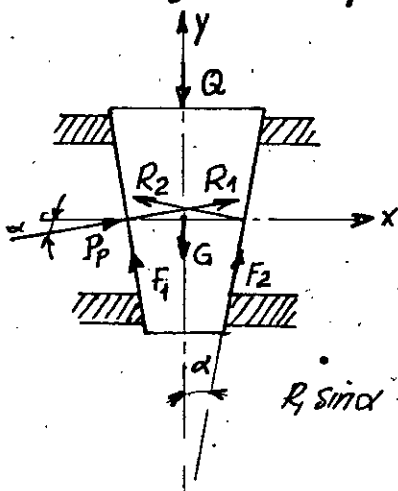
$$Q = 2R \cos \alpha (\tan \alpha + \mu) - G \quad (3)$$

$$R = P_e = 78943,47 \text{ [N]}$$

$\mu = 0,3$: coefficient de pression.

$$Q = 2 \cdot 78943,47 (\tan 5^\circ + 0,3) - 85,84 = \underline{61093,56 \text{ [N]}}$$

b) Serrage sous pression:



Le fluide ne peut pas entrer à l'intérieur de l'espace limité par le coin, le couvercle et les bagues de siège; donc la force due à la pression va s'exercer sur la surface d'entrée du coin.

La force P_e dans ce cas n'existe pas

projection sur l'axe "y":

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

projection sur l'axe "x":

$$R_1 \cos \alpha - R_2 \cos \alpha + P_p \cos \alpha - F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \alpha = 0$$

Comme $F_1 = \mu R_1$
 $F_2 = \mu R_2$

donc: $R_1 (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) = R_2 (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) - P_p \cos \alpha$

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

ou bien: $R_2 = R_1 - \frac{P_p}{\mu \tan \alpha - 1}$

Remarque: Dans ce cas on exprime R_2 en fonction de R_1 car R_1 est connu.

Donc:

$$Q = R_1 \sin \alpha + \left(R_1 - \frac{P_p}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} \right) \sin \alpha + R_1 \mu \cos \alpha + \left(R_1 - \frac{P_p}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} \right) \mu \cos \alpha + P_p \sin \alpha - G$$

$$Q = 2R_1 \sin \alpha + 2R_1 \mu \cos \alpha - P_p \cos \alpha \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} + \frac{\mu}{\mu \operatorname{tg} \alpha - 1} - \operatorname{tg} \alpha \right) - G.$$

$$Q = 2R_1 \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu) + P_p \cos \alpha [\operatorname{tg}(\alpha + \vartheta) + \operatorname{tg} \alpha] - G.$$

L'action du coin sur les sièges à l'entrée doit équilibrer la force P_p et assurer l'étanchéité (l'action = la réaction)

donc: $R_1 = P_e + P_p.$

D'où:

$$Q = 2(P_e + P_p) \cos \alpha (\operatorname{tg} \alpha + \mu) + P_p \cos \alpha [\operatorname{tg}(\alpha + \vartheta) + \operatorname{tg} \alpha] - G$$

(4)

Avec: $P_e = 78943,47 \text{ [N]}$

$P_p = 117719,50 \text{ [N]}$

$G = 85,84 \text{ [N]}$

$\alpha = 5^\circ$

$\mu = 0,3.$

AN:

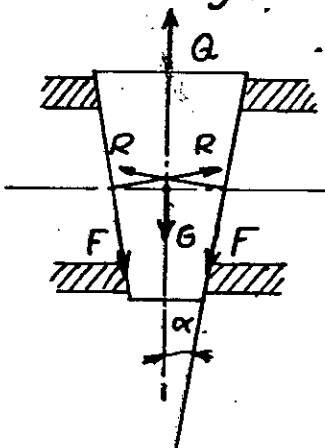
$$Q = 2(78943,47 + 117719,50) \cos 5^\circ (\operatorname{tg} 5^\circ + 0,3) + 117719,50 \cos 5^\circ [\operatorname{tg}(5^\circ + 16,7^\circ) + \operatorname{tg} 5^\circ] - 85,84$$

$Q = 208669,70 \text{ [N]}$

3.9. DESSERRAGE DU COIN :

3.9.1. Etanchéité garantie sur un des sièges :

a) Desserrage à vide après serrage à vide : ($P_e = 0$)



On a: $Q + 2R \sin \alpha = 2F \cos \alpha + G$

$F = \mu' R$; μ' : coefficient de frottement en arrêt.

On recommande de [1]

$\mu' = \mu + 0,1 = 0,3 + 0,1 = 0,4.$

$R = P_e.$

donc: $Q = 2R \mu' \cos \alpha - 2R \sin \alpha + G.$

ou bien :

$$Q = 2P_e \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) + G$$

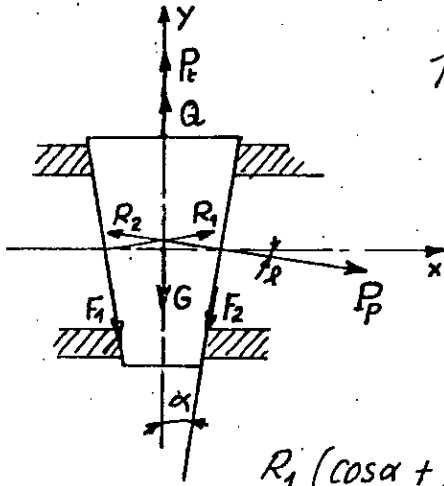
(5)

AN:

$$Q = 2 \cdot 78943,47 \cos 5^\circ (0,4 - \operatorname{tg} 5^\circ) + 85,84$$

$$Q = 49239,54 \text{ [N]}$$

b) Desserrage sous pression après serrage sous pression:



projection sur l'axe "y":

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

projection sur l'axe "x":

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

$$F_1 = \mu' R_1$$

$$F_2 = \mu' R_2$$

$$R_1 (\cos \alpha + \mu' \sin \alpha) = R_2 (\cos \alpha - \mu' \sin \alpha) - P_p \cos \alpha$$

$$R_1 = R_2 - \frac{P_p \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu' \sin \alpha} \quad \text{ou bien: } R_1 = R_2 - \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1}$$

En remplaçant:

$$Q + P_e + \left(R_2 - \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} \right) \sin \alpha + R_2 \sin \alpha = \left(R_2 - \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} \right) \mu' \cos \alpha + R_2 \mu' \cos \alpha + P_p \sin \alpha + G$$

$$Q = 2 R_2 \mu' \cos \alpha - 2 R_2 \sin \alpha + P_p \left[\frac{\sin \alpha - \mu' \cos \alpha}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} + \sin \alpha \right] + G - P_e$$

Rappelons que:

$$\mu' = \operatorname{tg} \varrho'; \quad \operatorname{tg} (\varrho' - \alpha) = \frac{\operatorname{tg} \varrho' - \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varrho' \operatorname{tg} \alpha + 1} = - \frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \varrho'}{\operatorname{tg} \varrho' \operatorname{tg} \alpha + 1}$$

$$Q = 2 R_2 \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) + P_p \cos \alpha \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \varrho'}{\operatorname{tg} \varrho' \operatorname{tg} \alpha + 1} + \operatorname{tg} \alpha \right] + G - P_e$$

d'où: $Q = 2 R_2 \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) - P_p \cos \alpha [\operatorname{tg} (\varrho' - \alpha) - \operatorname{tg} \alpha] + G - P_e$

$$R_2 = P_e + P_p$$

Donc:

$$Q = 2 (P_e + P_p) \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) - P_p \cos \alpha [\operatorname{tg} (\varrho' - \alpha) - \operatorname{tg} \alpha] + G - P_e \quad (6)$$

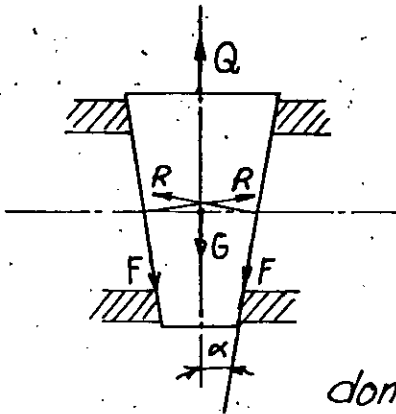
AN:

$$Q = 2 (78943,47 + 117719,15) \cos 5^\circ (0,4 - \operatorname{tg} 5^\circ) - 117719,15 \cos 5^\circ [\operatorname{tg} (21,8^\circ - 5^\circ) - \operatorname{tg} 5^\circ] + 85,84 - 6080,55$$

$$Q = 91306,78 \text{ [N]}$$

3.9.2 Etanchéité garantie sur les deux sièges:

a) Desserrage à vide après serrage à vide:



$$Q + 2R \sin \alpha = 2F \cos \alpha + G$$

$$F = R \mu'$$

$$Q = 2R (\mu' \cos \alpha - \sin \alpha) + G$$

$$R = P_e$$

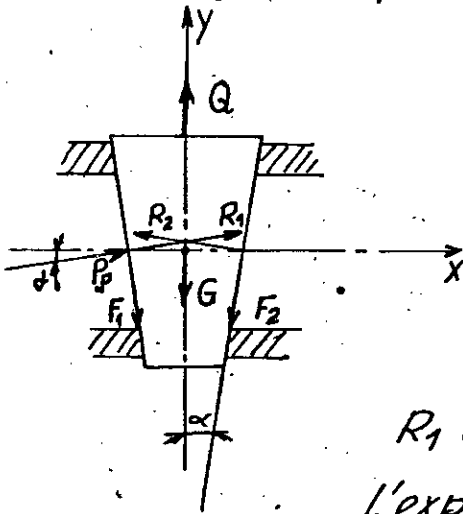
donc:
$$Q = 2 P_e \cos \alpha (\mu' - \operatorname{tg} \alpha) + G \quad (7)$$

AN:

$$Q = 2 \cdot 78943,47 \cos 5^\circ (0,4 - \operatorname{tg} 5^\circ) + 85,84$$

$$Q = 49239,54 \text{ [N]}$$

b) Desserrage sous pression après serrage sous pression:



projection sur l'axe "y":

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

Nota: Dans ce cas $P_e = 0$

projection sur l'axe "x":

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

L'expression est la même qu'à la page (23)

Donc:
$$R_1 = R_2 - \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1}$$

ou encore:
$$R_2 = R_1 + \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1}$$

Remplaçons:

$$Q + R_1 \sin \alpha + \left(R_1 + \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} \right) \sin \alpha + P_p \sin \alpha - R_1 \mu' \cos \alpha - \left(R_1 + \frac{P_p}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} \right) \mu' \cos \alpha = G$$

$$Q + 2R_1 \sin \alpha + \frac{P_p \sin \alpha}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} + P_p \sin \alpha - 2R_1 \mu' \cos \alpha - \frac{P_p \mu' \cos \alpha}{\mu' \operatorname{tg} \alpha + 1} = G$$

$$Q = 2R_1 (\mu' \cos \alpha - \sin \alpha) + P_p \cos \alpha \left(\frac{\mu'}{\mu' \tan \alpha + 1} - \frac{\tan \alpha}{\mu' \tan \alpha + 1} - \tan \alpha \right) + G.$$

$$Q = 2R_1 \cos \alpha (\mu' - \tan \alpha) - P_p \cos \alpha [\tan(\alpha - \beta') - \tan \alpha] + G.$$

$$R_1 = P_e + P_p.$$

donc:

$$Q = 2(P_e + P_p) \cos \alpha (\mu' - \tan \alpha) - P_p \cos \alpha [\tan(\alpha - \beta') - \tan \alpha] + G \quad (8).$$

AN:

$$Q = 2(78943,47 + 117719,5) \cos 5^\circ (0,4 - \tan 5^\circ) - 117719,5 \cos 5^\circ [\tan(5 - 2,8) - \tan 5^\circ] + 85,84.$$

$$Q = 236767,58 \text{ [N]}.$$

10 Détermination des formes constructives de la tige, du presse-étoupe, de l'écrou et du corps:

Ordre de travail:

On détermine la force Q (formules (1) à (8)) en adoptant un angle $\alpha = 5^\circ$. La force maximale doit être inférieure à: $150 \cdot 10^3$ [N].
Donc, on va faire le choix de α et des conditions de fonctionnement (étanchéité garantie sur un ou bien deux sièges)*)
On calcule le diamètre préliminaire de la tige (diamètre minimal de la tige) à la base uniquement de la contrainte de compression d'après la formule:

$$\frac{Q}{\frac{\pi d_t^2}{4}} \leq [\sigma'] \text{ ou encore: } d_t \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma']}}; \text{ [m]}.$$

avec: Q [N].

$[\sigma']$ en $[Pa]$: contrainte admissible (valeur préliminaire).

on adopte:

$$[\sigma'] = 600 \cdot 10^5 [Pa] : \text{ pour acier non allié.}$$

dans notre cas: $[\sigma'] = 1500 \cdot 10^5 [Pa]$: pour acier allié.

Conclusion:

La force maximale $Q = 100897,94$ [N] $< 150 \cdot 10^3$ [N]; [1]

on adopte $\alpha = 5^\circ$

L'étanchéité sera garantie sur un des sièges, et la force maximale $Q = 100897,94$ [N]; [2] est obtenue pendant le serrage sous pression.

*) On peut jouer sur la largeur des bagues de siège, ce qui revient à un rapprochement de q_e , de la valeur admissible. $q_e \approx [q_e]$.

Le diamètre préliminaire de la tige (diamètre minimal) sera déterminé uniquement à la base de la contrainte de compression.

donc:
$$d_t \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100897,94}{\pi \cdot 1500 \cdot 10^5}}$$

$$d_t \geq 0,02926 [m].$$

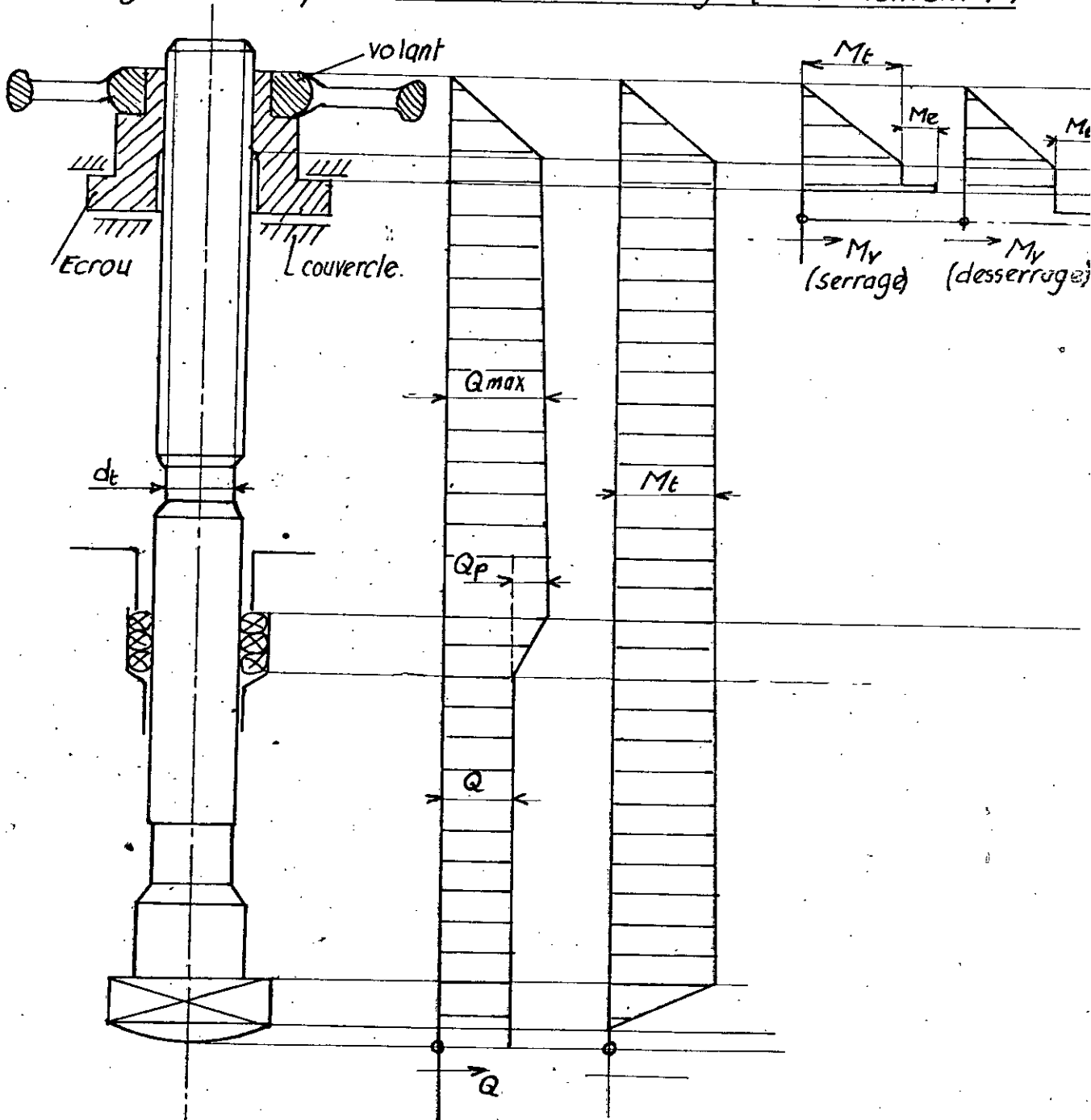
On prend:

$$d_t = 30 [mm]$$

4.

4.1 Construction de la tige:

Diagrammes quantitatives de la charge Q et du moment M:



Q : force exercée par la tige au dessous du presse-étoupe.
 Q_p : force due au frottement au niveau du presse-étoupe.

M_t : moment chargeant la tige à la torsion.

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

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

Donc: • On fait le calcul de la tige:

- à la compression (traction) avec la charge $Q_{max} = Q + Q_p$.

- à la torsion avec le moment M_t .

• On fait le calcul de l'écrou:

- à la compression (traction) avec la charge Q_{max} .

- à la torsion avec le moment M_v .

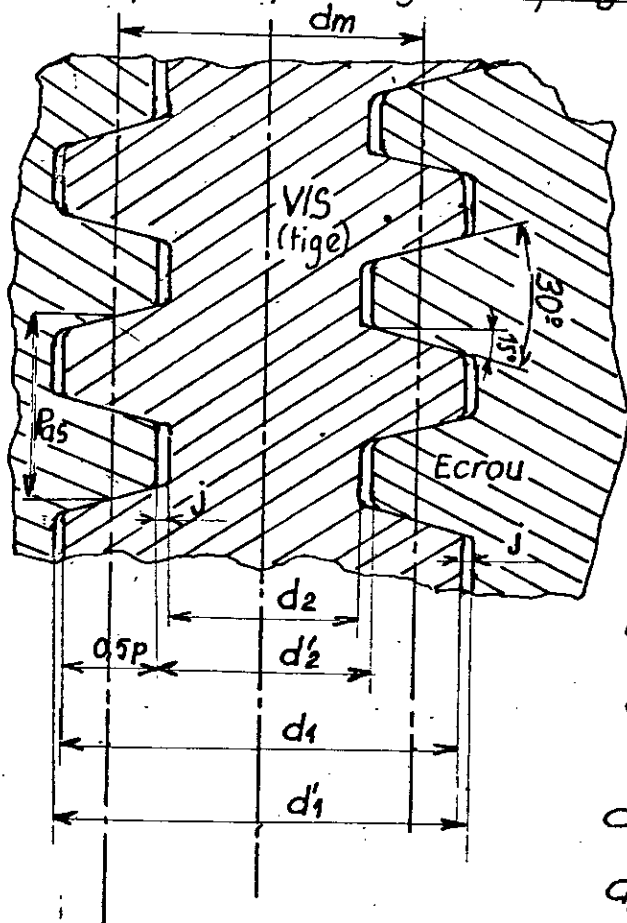
• On fait le choix du volant à la base de M_v .

Pour déterminer les forces et les moments, on doit faire le choix du filetage et la construction du presse-étoupe.

4.2 Choix du filetage trapezoïdal:

Le diamètre minimal de la tige d_t étant déterminé, on cherche sur le catalogue un filetage, dont le diamètre au fond du filet soit supérieur ou bien égal à d_t .

Profil du filetage trapezoïdal:



Le diamètre minimal de la tige d_t étant déterminé, on cherche le diamètre au fond de filet $d_t = 30$ [mm].

Le choix du pas de filet sera:
 pas = 6 [mm]

Le choix du filetage trapezoïdal sera:
 Tr 38 X 6

donc:

$d_1 = 38$ [mm]: diamètre nominal (diamètre extérieur de filetage)

$$d'_1 = d_1 + 2j = 38 + 2 \cdot 0,5 = 39 \text{ [mm]}$$

d'_1 : diamètre extérieur de l'écrou.

j : jeu entre la vis et l'écrou.

$$d_2 = d_1 - p - 2j = 38 - 6 - 2 \cdot 0,5 = 31 \text{ [mm]}$$

d_2 : diamètre du fond de filet de la tige.

$d_2' = d_1 - p = 38 - 6 = 32$ [mm] : diamètre au fond de filet de l'écrou.

d_m : diamètre moyen du filetage.

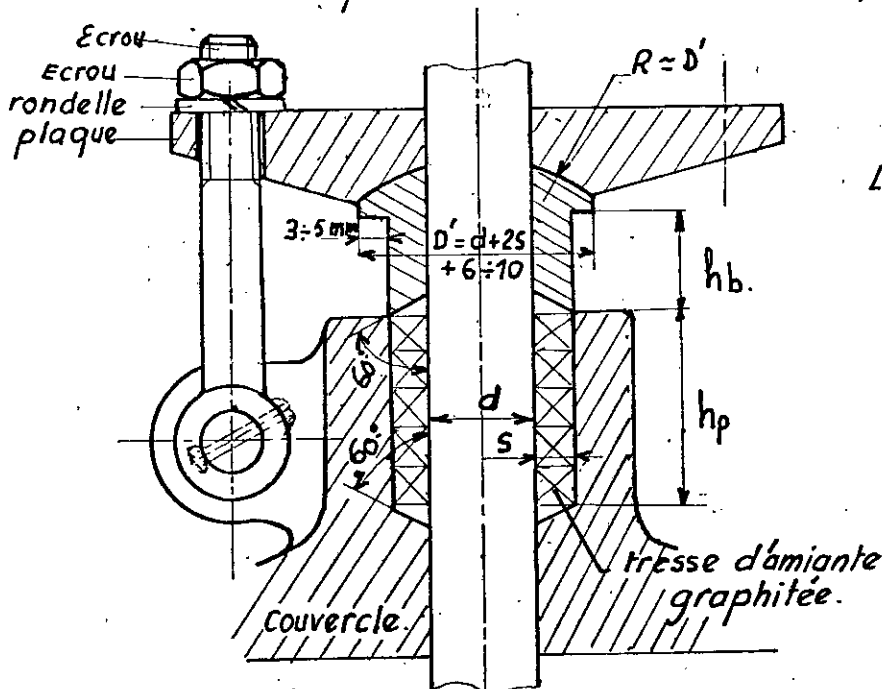
$$d_m = \frac{d_1 + d_2'}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} = d_1 - 0,5p = 38 - 0,5 \cdot 6 = 35$$
 [mm].

Dans le tableau (voir page : 32) sont donnés les diamètres nominaux et les pas des filetages trapézoïdals. Le jeu j est en fonction du pas.

pas	2 à 4	5 à 12	... [mm]
jeu	0,25	0,5	... [mm]

4.3 Choix du presse-étoupe :

Le diamètre nominal du filetage étant choisi, on adopte la même valeur pour le diamètre de la partie lisse de la tige.



D'après [1]

Largeur du presse-étoupe :

$$S = k \sqrt{d} \text{ [mm]}$$

Avec : $k = 0,7 \div 1,5$: coefficient
 $d, [\text{mm}] = d_{\text{nom}} = 38$

Soit : $k = 1,3$

$$S = 1,3 \sqrt{38} = \underline{8,01} \text{ [mm]}$$

Gamme de fabrication des tresses graphitées : $S = 4 \div 60$ [mm] \times 2 [mm]

hauteur du presse-étoupe $h_p = (6 \div 8) \cdot S$ [mm]

$$h_p = 7,5 = 7,8 = \underline{56} \text{ [mm]}$$

il faut que : $h_p > d + 2S = 38 + 2,8 = \underline{54}$ [mm]

hauteur de la bague $h_b = h_p - 2 \cdot S = 56 - 2,8 = \underline{40}$ [mm]

Diamètre de la périphérie de la bague D' :

$$D' \approx d + 2S + 2(3 \div 5) \approx 38 + 2,8 + 2,4 = \underline{62} \text{ [mm]}$$

Lerayon de l'appui de la bague R: $R \approx D'$

Force verticale assurante l'étanchéité Q_p :

$$Q_p = \frac{\pi}{4} [(d + 2s)^2 - d^2] \cdot k \cdot p_c \text{ ; [N]}$$

avec: $d = 38 \text{ [mm]}$: diamètre nominal de la tige.
 $s = 8 \text{ [mm]}$: largeur du presse-étoupe.
 $p_c = 63,2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$: pression corrigée.
 $k = 2,31$: coefficient de proportionnalité; *) d'après le tableau ci-dessous.

$$Q_p = \frac{\pi}{4} [(0,038 + 2 \cdot 0,008)^2 - 0,038^2] \cdot 2,31 \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{16878,22 \text{ [N]}}$$

p_c	h_p/s	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7	>7
$< 25 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$	K	2,13	2,28	2,45	2,63	2,82	3,02	3,25	3,47	3,72	3,72
$\mu = 0,1$	K_1	1,14	1,39	1,65	1,94	2,22	2,55	2,90	3,26	3,60	3,60
$(26 \div 63) \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$	K	1,89	1,98	2,09	2,20	2,31	2,42	2,55	2,68	2,82	2,82
$\mu = 0,07$	K_1	0,77	0,92	1,08	1,25	1,43	1,61	1,80	2,00	2,24	2,24
$(64 \div 159) \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$	K	1,73	1,80	1,86	1,93	2,01	2,08	2,15	2,23	2,31	2,31
$\mu = 0,05$	K_1	0,53	0,62	0,73	0,84	0,95	1,06	1,19	1,30	1,43	1,43

Le nombre des boulons étant 2, la force exercée par chaque boulon sera:

$$F_b = c \cdot \frac{Q_p}{2} \text{ [N]} \quad \text{avec: } c = 1,2 \text{: coefficient de sécurité.}$$

$$F_b = 1,2 \cdot \frac{16878,22}{2} = \underline{10126,93 \text{ [N]}}$$

Force résistance au moment de la tige Q'_p :

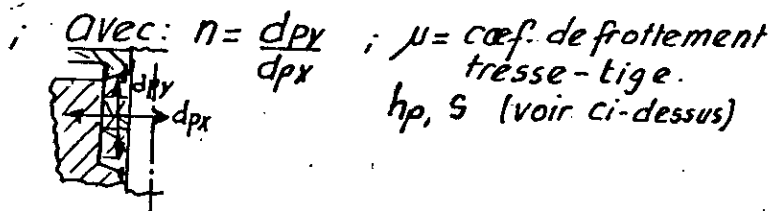
$$Q'_p = k_1 \cdot d \cdot s \cdot p_c \text{ [N]} \quad \text{avec: } k_1 = 1,43 \text{: coefficient de proportionnalité **); d'après le tableau ci-dessus.}$$

$$Q'_p = 1,43 \cdot 0,038 \cdot 0,008 \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{2747,43 \text{ [N]}}$$

d, s, p_c : comme ci-dessus.

*)
$$k = n e^{2 \frac{\mu}{n} \cdot \frac{h_p}{s}}$$

**)
$$k_1 = 22 \left(e^{2 \frac{\mu}{n} \cdot \frac{h_p}{s}} - 1 \right)$$



4.4 Calcul des moments:

4.4.1 le moment chargeant la tige:

$$M_t = Q_{max} \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \rho'); [N.m]$$

avec: $Q_{max}(\text{serrage}) = 100897,94 [N]$
 $Q_{max}(\text{desserrage}) = 91306,78 [N]$.

$d_1 = 38 [mm]$: diamètre nominal de la tige.
 $d_2 = 31 [mm]$: diamètre du fond de filet de la tige.

γ : angle d'hélice

$$\gamma = \text{arctg} \frac{\text{pas}}{\pi d_m} = \text{arctg} \frac{6}{\pi \cdot 35} = 3,12$$

ρ' : angle réduit de frottement.

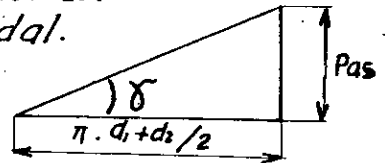
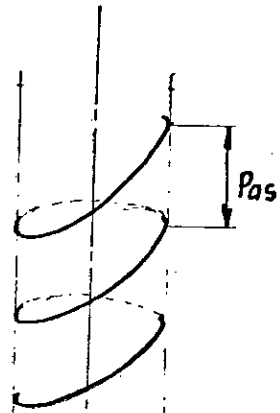
$\text{tg} \rho' = \mu'$: coefficient de frottement.

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos 15^\circ}$$

avec:

μ : coefficient de frottement écrou-tige d'après le tableau ci-dessous.

$15^\circ = \frac{30^\circ}{2}$; 30° : angle du profil trapézoïdal.



donc:

$$\mu = 0,2 \quad \text{et} \quad \rho' = 11,69^\circ$$

Matériaux		μ (tige-écrou graissés)	
Tige	Écrou	en mouvement	à l'arrêt
	Bronze	0,15	0,25
Acier	Acier	0,20	0,30

Serrage:

$$M_t = 100897,94 \cdot \frac{0,038 + 0,031}{2} \text{tg}(3,12 + 11,7) = \underline{921,01 [N.m]}$$

desserrage:

$$\mu = 0,3 \quad \text{et} \quad \rho' = 17,25^\circ$$

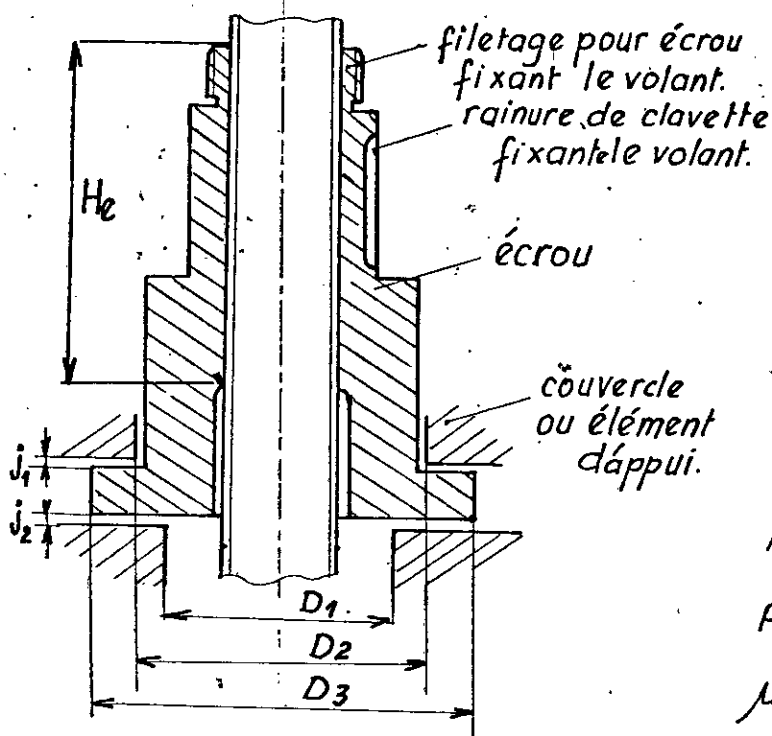
$$M_t = 91306,78 \cdot \frac{0,038 + 0,031}{2} \text{tg}(3,12 + 17,25) = \underline{1169,87 [N.m]}$$

4.4.2 Moment dû au frottement entre l'écrou et le couvercle M_e :

Serrage du coin: ($j_1 = 0$):

$$M_e = \frac{2}{3} Q_{max} \cdot \frac{R_3^3 - R_2^3}{R_3^2 - R_2^2} \cdot \mu; [N.m]$$

avec: $Q_{max}, [N]$: pendant le serrage.



$$R_3 = \frac{D_3}{3}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2}$$

On adopte D_2 et D_3 constructivement.

$\mu = 0,05 \div 0,1$: coefficient de frottement surfaces graissées.

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{56}{2} = 28 \text{ [mm]}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ [mm]}$$

$$R_3 = \frac{D_3}{2} = \frac{92}{2} = 46 \text{ [mm]}$$

$$\mu = 0,07$$

Serrage du coin : ($j_1=0$)

$$M_e = \frac{2}{3} \cdot 100897,94 \cdot \frac{0,046^3 - 0,035^3}{0,046^2 - 0,035^2} \cdot 0,07 = \underline{287,80 \text{ [N.m]}}$$

Desserrage du coin : ($j_2=0$)

$$M_e = \frac{2}{3} Q_{max} \cdot \frac{R_3^3 - R_1^3}{R_3^2 - R_1^2} \cdot \mu ; \text{ [N.m]}$$

avec :

Q_{max} [N] : pendant le desserrage.

$$Q_{max} (\text{desser.}) = 91306,78 \text{ [N].}$$

$\mu = 0,15 \div 0,25$: coefficient de frottement à l'arrêt

On prend : $\mu = 0,2$.

$$M_e = \frac{2}{3} \cdot 91306,78 \cdot \frac{0,046^3 - 0,028^3}{0,046^2 - 0,028^2} \cdot 0,2 = \underline{689 \text{ [N.m]}}$$

4.4.3 Moment du volant :

$$M_v = M_e + M_t$$

Serrage : $M_v = 287,80 + 921,01 = \underline{1208,81 \text{ [N.m]}}$

deserrage : $M_v = 689 + 1169,87 = \underline{1858,87 \text{ [N.m]}}$

4.5 Paramètres du filetage trapezoidal (GOST 9484 - 60): J_{20}

T_r [mm]	S_1 [cm ²]	X [mm]	VIS W_f [cm ³]	ECROU W_f [cm ³]
24x5	1,69	1,75	0,112	0,155
26x5	1,85	1,75	0,124	0,167
28x5	2,00	1,75	0,136	0,180
30x6	2,54	2,00	0,191	0,269
32x6	2,73	"	0,216	0,286
34x6	2,92	"	0,234	0,304
36x6	3,11	"	0,251	0,322
38x6	3,30	"	0,268	0,339
40x6	3,49	"	0,286	0,356
42x6	3,67	2,50	0,303	0,373
44x8	5,03	"	0,522	0,672
46x8	5,28	"	0,551	0,702
48x8	5,53	"	0,582	0,732
50x8	5,78	"	0,611	0,760

Contraintes admissibles (ECROU) $\cdot 10^{-5} [R]$:

Matériaux	$[\sigma_e]$	$[\sigma_f]$	$[\tau_c]$
Bronze	300	800	600
Laiton	200	750	500
fonte	400	600	300
Acier	250 ÷ 350	1100 ÷ 1600	700 ÷ 1000

$[\sigma_e]$: d'écrasement
 $[\sigma_f]$: de flexion (traction)
 $[\tau_c]$: de cisaillement.
 : en fonction de la nuance.

Contraintes admissibles (tige) $\cdot 10^{-5} [R]$:

Matériaux	$[\sigma_c]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_t]$	$[\sigma_{id}]$
A42	1300	1150	750	1200
40X	1750	1650	1050	1700
38XMOA	2250	2100	1350	2150

$[\sigma_c]$: de compression
 $[\sigma_t]$: de traction
 $[\tau_t]$: de torsion
 $[\sigma_{id}]$: idéale.

4.6 Calcul de la hauteur du filetage trapezoidal: hauteur de la partie filetée de l'écrou:

$H_e = Z \cdot \text{pas} [m]$ avec: H_e : [m] (voir page 31).
 Z : nombre de filets.
 pas: [m].

Le filetage et le pas étant déjà choisis, on fait le calcul de Z .

a) A partir de la résistance d'écrasement:

$$\sigma_e = \frac{Q_{max}}{z \cdot S_1} \leq [\sigma_e] \quad \text{avec: } Q_{max} : [N]$$

$S_1 : [m^2] : \text{surface de contact d'un filet}$
(Voir tableau page: 32).
 $[\sigma_e] : [Pa] : \text{contrainte admissible d'écrasement.}$

Donc: $10 \geq z \geq \frac{Q_{max}}{S_1 \cdot [\sigma_e]}$
 $z : \text{nombre de filets.}$
 $[\sigma_e] (\text{écrou}) = 340 \cdot 10^5 [Pa].$

Écrou: $z \geq \frac{100897,94}{3,3 \cdot 10^{-4} \cdot 340 \cdot 10^5} = 8,98 ; \text{ soit: } \underline{z = 9.}$

TIGE: $z \geq \frac{100897,94}{3,3 \cdot 10^{-4} \cdot 2250 \cdot 10^5} = 1,37 ; \text{ soit: } \underline{z = 2}$

b) A partir de la résistance de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{z \cdot W_f} \leq [\sigma_f] \quad \text{avec: } M_f [N.m] : \text{moment de flexion.}$$

$W_f [m^3] : \text{module de flexion.}$
(voir tableau page: 32).
 $z : \text{nombre de filets.}$
 $[\sigma_f] : [Pa] \text{ contrainte admissible de flexion.}$

On vérifie la flexion des filets de l'écrou et de la tige.

pour l'ÉCROU:

$$M_{f,e} = Q_{max} \cdot l_1 ; [N.m] \quad \text{avec: } Q_{max} : [N]$$

$l_1 : [m] : \text{bras de levier de flexion.}$

$$l_1 = x = 2 \cdot 10^{-3} [m].$$

$$M_{f,e} = 100897,94 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = \underline{201,79 [N.m]}$$

$$l_1 = \frac{d_1 - d_m}{2} = x ; [m].$$

$$W_{f,e} = 0,339 \cdot 10^{-6} [m^3].$$

$x, [m] : \text{(voir tableau p: 32).}$

$$[\sigma_{f,e}] = 1300 \cdot 10^5 [Pa]$$

$$z \geq \frac{201,79}{0,339 \cdot 10^{-6} \cdot 1300 \cdot 10^5} = 4,58 ; \text{ soit } \underline{z = 5}$$

pour la TIGE:

$$M_{f,t} = Q_{max} \cdot l_2 ; [N.m] \quad \text{avec: } l_2 = \frac{d_m - d_2}{2} = x$$

Nota: $\frac{d_m - d_2}{2} = \frac{d_1 - d_m}{2} = l_1 = l_2 = x. \quad [\sigma_{f,t}] = 2100 \cdot 10^5 [Pa].$

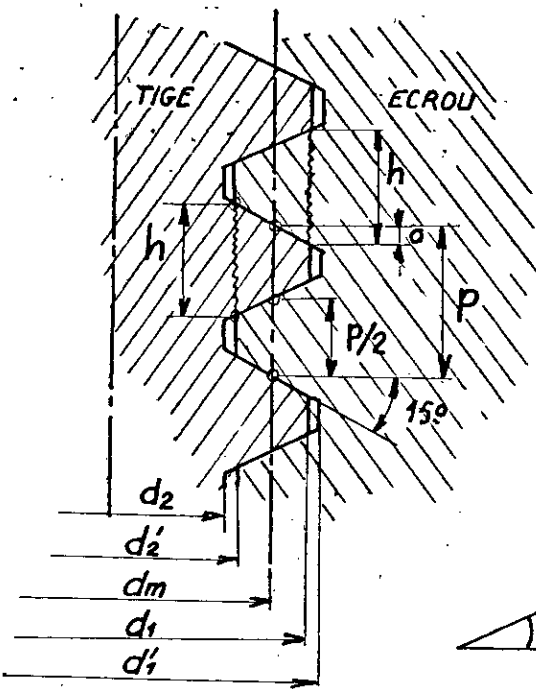
$$M_{f,t} = 100897,94 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = \underline{201,78 [N.m]}$$

$$W_{f,t} = 0,268 \cdot 10^{-6} [m^3].$$

$$z \geq \frac{201,78}{0,268 \cdot 10^{-6} \cdot 2100 \cdot 10^5} = 3,6 ; \text{ soit } \underline{z = 4}$$

c) À partir de la résistance de cisaillement:

$$\tau_c = \frac{Q_{max}}{z \cdot S_2} \leq [\tau_c] \quad ; \quad \text{avec: } S_2 [m^2]: \text{ surface de cisaillement d'un filet.}$$



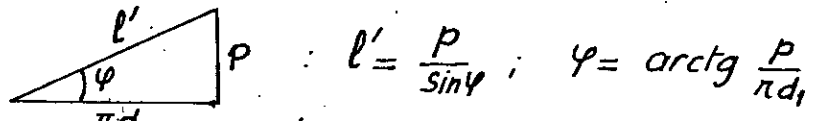
Pour l'écrou:
 $S_2 = h l' [m^2]$ avec: $h [m]$: d'après la figure (hauteur de cisaillement)
 $l' [m]$: longueur d'un filet (sur diamètre d_1).

$$h = \frac{p}{2} + 2a \quad \text{avec: } p: \text{ pas en } [m].$$

$$a = \frac{d_1 - d_m}{2} \cdot \text{tg } 15^\circ = \frac{d_1 - (d_1 - 0,15p)}{2} \text{tg } 15^\circ$$

$$a = \frac{p}{4} \text{tg } 15^\circ.$$

$$\text{donc: } h = \frac{p}{2} (1 + \text{tg } 15^\circ)$$



$$l' = \frac{p}{\sin \varphi} \quad ; \quad \varphi = \text{arctg } \frac{p}{\pi d_1}$$

$$\text{donc: } l' = \frac{p}{\sin [\text{arctg } \frac{p}{\pi d_1}]}$$

Donc: $S_2 = h \cdot l' = \frac{p^2}{2} \cdot \frac{1 + \text{tg } 15^\circ}{\sin [\text{arctg } \frac{p}{\pi d_1}]}$; avec: $d_1 = 38 [mm]$.

$$S_2 = \frac{0,006^2}{2} \cdot \frac{1 + \text{tg } 15^\circ}{\sin [\text{arctg } \frac{6}{\pi \cdot 38}]} = \underline{0,000454 [m^2]}$$

Pour la tige: $S_2 = h \cdot l'' [m^2]$; avec: $l'' [m]$: longueur d'un filet (sur diamètre d_2).

$$d_2 = d_1 - p = 38 - 6 = 32 [mm]$$

donc: $S_2 = \frac{p^2}{2} \cdot \frac{1 + \text{tg } 15^\circ}{\sin [\text{arctg } \frac{p}{\pi (d_1 - p)}]} [m^2]$

$$S_2 = \frac{0,006^2}{2} \cdot \frac{1 + \text{tg } 15^\circ}{\sin [\text{arctg } \frac{6}{\pi \cdot 32}]} = \underline{0,000383 [m^2]}$$

Donc: pour l'écrou: $z \geq \frac{100897,94}{45,4 \cdot 10^{-5} \cdot 800 \cdot 10^6} = 2,77$; soit $z = 3$

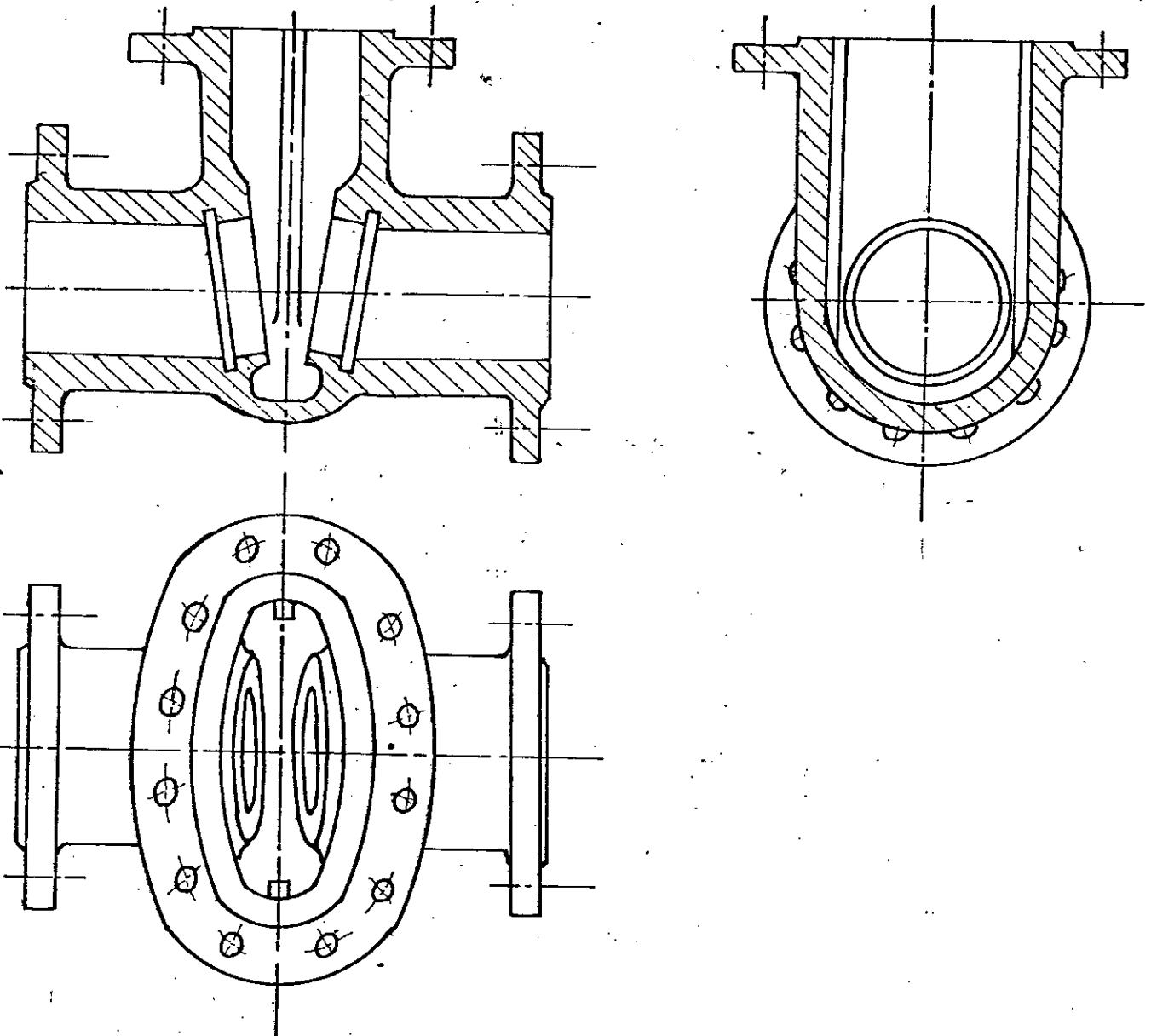
pour la tige: $z \geq \frac{100897,94}{38,3 \cdot 10^{-5} \cdot 1350 \cdot 10^6} = 1,95$; soit $z = 2$

Conclusion:

Le nombre de filets maximal étant $z = 9$.
On détermine alors la hauteur de la partie fileté de l'écrou.

$$H_e = z \cdot p = 9 \cdot 0,006 = \underline{0,054 [m]}.$$

4.6 *Forme constructive du corps:*



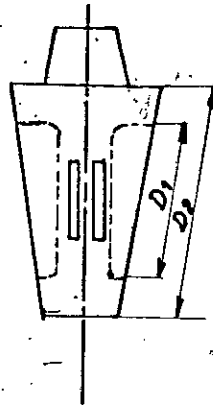
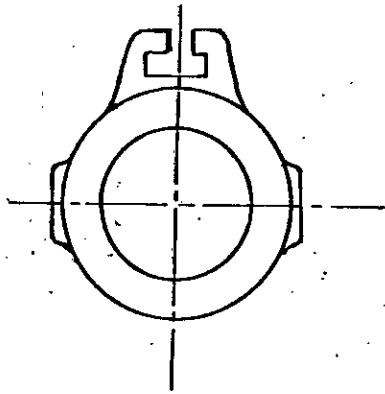
Les brides latérales étant normalisées, il ne reste qu'à déterminer la bride ovale.

Tout d'abord on doit dessiner le coin. (à l'échelle 1)

On adopte : $D_1 = d - (6 \div 12) ; [mm]$

$$D_2 = d + b + (6 \div 10) ; [mm]$$

(Voir schémas p. 36)

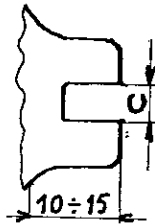
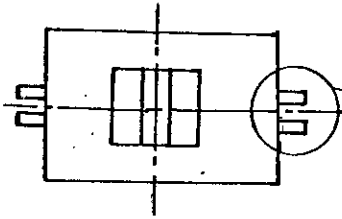


avec:
 d: diamètre de passage.
 b: largeur du siège.

on adopte:

$$D_1 = d - 9 = 150 - 9 = 141 \text{ [mm]}$$

$$D_2 = d + b + 9 = 150 + 4 + 9 = 163 \text{ [mm]}$$



$$C = n + (3 \div 5); \text{ [mm]}.$$

n: épaisseur de la nervure

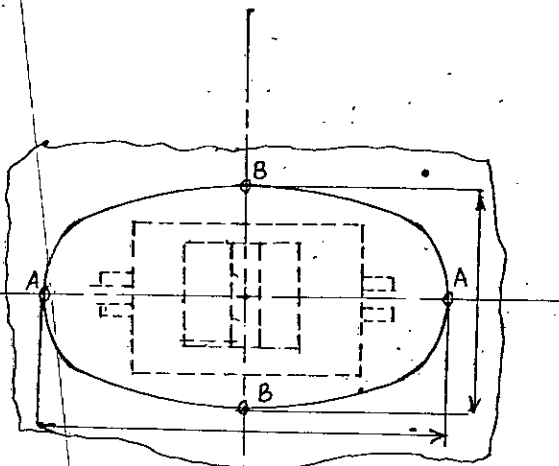
$$n = 6 \div 10 \text{ [mm]}.$$

$$C = 8 + 4 = 12 \text{ [mm]}$$

On adopte: $n = 8 \text{ [mm]}$
 $c = 12 \text{ [mm]}$

Ensuite, on met un morceau de papier calque sur la vue de dessus et on trace à main levée une ovale.

On prend de cette esquisse la valeur des deux axes de l'ovale définissant la surface intérieur du corps.

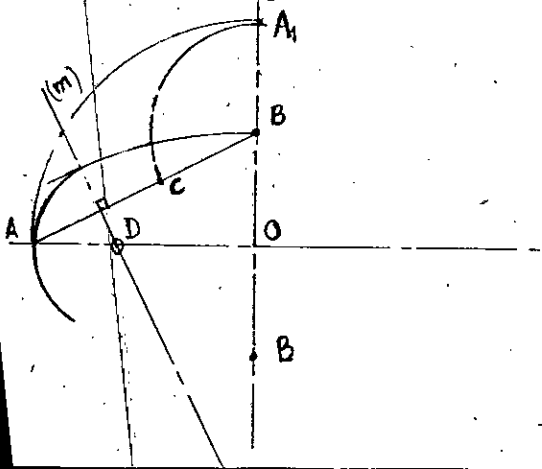


A-A : grand axe.

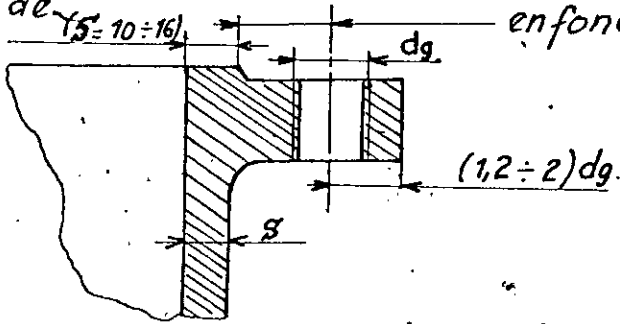
B-B : petit axe.

Puis on trace l'ovale comme suit:

- 1- joindre AB.
- 2- porter sur OB prolongé, point A_1
 $OA_1 = OA$.
- 3- porter sur BA le point C.
 $BC = BA_1$
- 4- Mener la médiatrice m du segment AC, déterminant les points D et E. Ce sont les centres deraccordements.



Ensuite on trace de même manière, encore, trois ovales déterminant la largeur du joint, la position des boulons et le contour de la bride



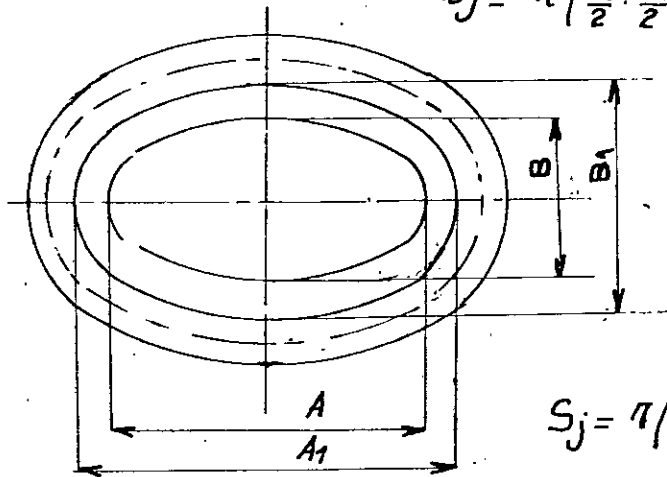
en fonction du diamètre des goujons $\approx (0,8 \div 1,2) d_g$.

4.7 Effort chargeant les goujons Q_g :

On considère les contours ovales comme des ellipses. La surface d'une ellipse: $S = \pi \cdot a \cdot b$; avec: a, b : les deux demi-axes donc:

La surface du joint:

$$S_j = \pi \left(\frac{A_1 \cdot B_1}{2} - \frac{A \cdot B}{2} \right); [m^2].$$



on a: $A = 220 [mm]$
 $B = 110 [mm]$

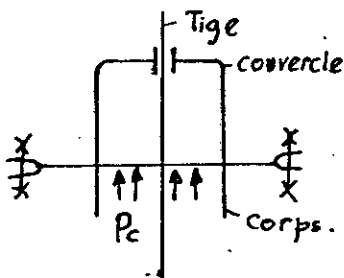
avec: $S = 16 [mm]$.

$A_1 = 252 [mm]$
 $B_1 = 142 [mm]$.

$$S_j = \pi \left(\frac{0,252 \cdot 0,142}{2} - \frac{0,22 \cdot 0,11}{2} \right) = \underline{0,0091 [m^2]}.$$

$$Q_g = F_e + (1 - \eta) (F_p + Q_{max}); [N].$$

avec: $F_e [N]$: force assurante l'étanchéité.
 η : coefficient caractérisant l'élasticité de la liaison (Brides, goujons, joint).
 $F_p [N]$: force due à la pression.
 $Q_{max} [N]$: force maximale exercée par la tige.



$$F_e = S_j \cdot Q_j; [N]. \quad ; S_j: \text{surface du joint}; [m^2].$$

$$Q_j = \frac{m \cdot P_c}{\sqrt{10^5 \cdot a \cdot \delta}}; [Pa] : \text{pression sur le joint, assurante l'étanchéité.}$$

avec: m : coefficient d'étanchéité:
 - pour carton d'amiante, $m = 4,5$.
 - pour carton ordinaire, $m = 3$.
 $P_c [Pa]$: pression corrigée.

$$Q [m] = A_1 - A = B_1 - B : \text{largeur du joint.}$$

δ [m]: épaisseur du joint (on adopte: $\delta = 0,002$ [m]).

$$q_j = \frac{4,5 \cdot 63,2 \cdot 10^5}{\sqrt{10^5 \cdot 0,032 \cdot 0,002}} = \underline{112,42 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}}$$

On vérifie aussi: $q_j = 10^7 + p_c$ [Pa], et on adopte la valeur supérieure:

$$q_j = 10^7 + 63,2 \cdot 10^5 = \underline{163,2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}}$$

donc:

$$F_e = S_j \cdot q_j = 0,0091 \cdot 163,2 \cdot 10^5 = \underline{148\,512 \text{ [N]}}$$

$\eta = 0,1 \div 0,15$: carton d'amiante.

$\eta = 0,95$: caoutchouc.

$\eta = 0,90$: plastique

$\eta = 0$: joint en métal.

$F_p = S_c \cdot p_c$ [N] ; avec: S_c [m²]: surface déterminée par le périmètre moyen du joint.

$S_c = \pi \cdot x \cdot y$; avec:

$$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{A+A_1}{2} \text{ [m]}$$

$$y = \frac{1}{2} \cdot \frac{B+B_1}{2} \text{ [m]}$$

; A et B d'après le schéma (page 37).

p_c : pression corrigée.

$$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,220 + 0,252}{2} = 0,118 \text{ [m]}$$

$$y = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,110 + 0,142}{2} = 0,063 \text{ [m]}$$

$$S_c = \pi \cdot 0,118 \cdot 0,063 = \underline{0,0233 \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$F_p = 0,0233 \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{147\,601,07 \text{ [N]}}$$

$$\eta = 0,14$$

$$\text{Donc: } Q_g = 148\,512 + (1-0,14)(147\,601,07 + 100\,897,94) = 362\,221,10 \text{ [N]}$$

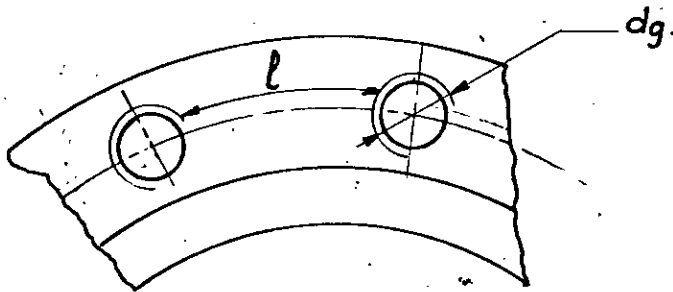
$$\underline{Q_g = 362\,221,10 \text{ [N]}}$$

Q_g étant la force totale exercée par les goujons, on détermine l'effort sur un goujon:

$$F_g = \frac{Q_g}{n} \text{ [N]}; \text{ avec: } n: \text{ le nombre de goujons.}$$

On détermine n , en respectant la condition:

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



On choisit d_g , d'après le tableau suivant:

L'effort sur un goujon : on prend $n = 12$ goujons.

$$\text{donc : } F_g = \frac{Q_g}{n} = \frac{362221,10}{12} = 30185,10 \text{ [N].}$$

d'après [1] :

charge admissible sur un boulon (goujon) : (GOST).
en $[N] \cdot 10^{-1}$

Matériaux	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
30XM	900	1260	1760	2140	2740	3430	3960	5210	6330
25X2MΦA	1400	1950	2710	3300	4230	5290	6100	8030	9750

à la température $t = 425^\circ\text{C}$; $[\sigma] = 19,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$.

$t = 450^\circ\text{C}$; $[\sigma] = 18,8 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$.

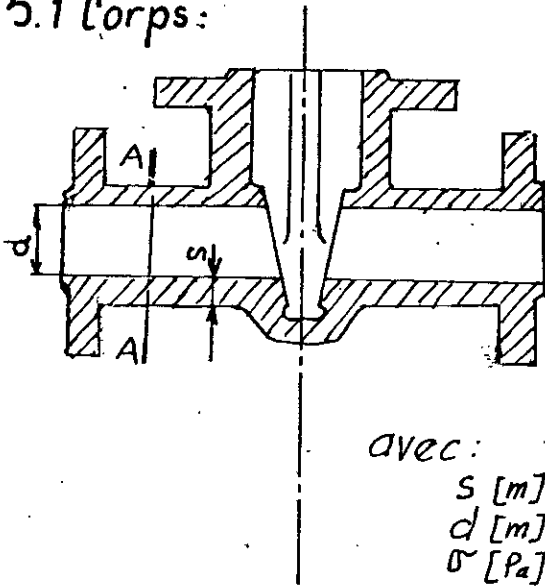
$t = 20^\circ\text{C}$; $[\sigma] = 25,7 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$.

et ceci pour M16 et les diamètres supérieurs à M16.

dans notre cas : $[F_g] = 33000 \text{ [N]}$ correspond à M18 (25X2MΦA).

5. CALCUL A LA RESISTANCE.

5.1 Corps:



a) Partie cylindrique (section A-A):
La contrainte idéale au niveau de la section cylindrique est donnée par la formule empirique d'après [1]:

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

ou encore :

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

avec:

s [m]: épaisseur de la paroi.

d [m]: diamètre de passage.

σ [Pa]: contrainte admissible.

p_c [Pa]: pression corrigée

σ_B [Pa]: contrainte de rupture:

- fonte grise: ... $\sigma_B = 1800 \cdot 10^5$ [Pa].

- Acier: ... $\sigma_B = 4500 \cdot 10^5$ [Pa].

$k = 8$: coefficient de sécurité.

$c = 3 \cdot 10^{-3}$ [m]; si $s-c \leq 10$ [mm]

$c = 2 \cdot 10^{-3}$ [m]; si $10 < s-c \leq 20$ [mm].

c : surplus pour réduire la corrosion et l'inégalité des surfaces moulées.

L'épaisseur recommandée à partir des conditions de fabrication par moulage. (acier en [mm]).

d [mm]	R [Pa]			
	$25 \cdot 10^5$	$40 \cdot 10^5$	$64 \cdot 10^5$	$100 \cdot 10^5$
80	7	9	10	12
100	8	9	11	14
125	9	9	13	16
150	9	10	*14	18
200	10	12	16	23
250	10	14	19	27

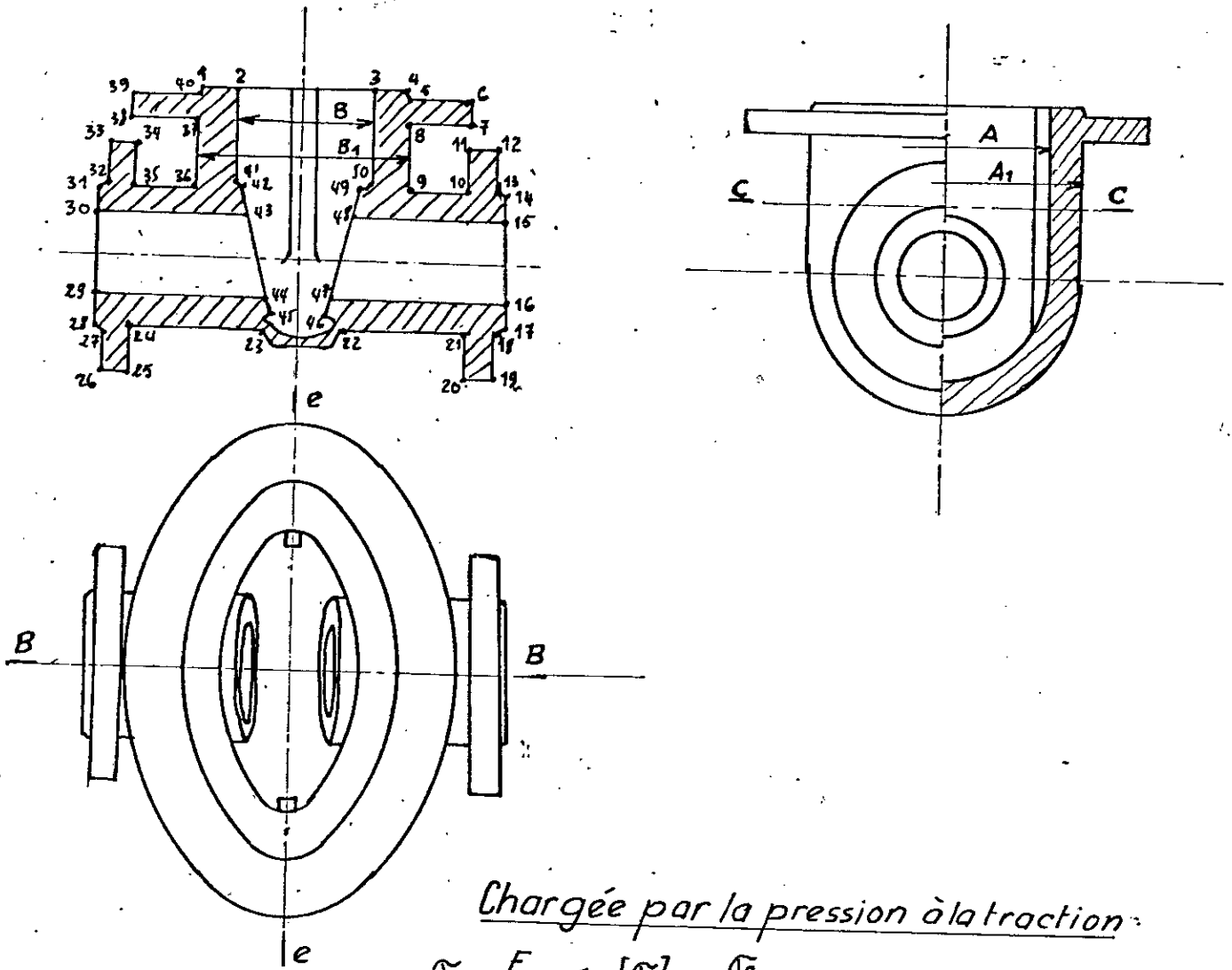
*: dans notre cas:
 $s' = 14$ [mm].

donc: $c = 2$ [mm]
ce qui donne:

$$S = 16 \text{ [mm]}.$$

$$\sigma = \frac{0,150 + 0,014}{2,3 \cdot 0,014} \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{321,88 \cdot 10^5} \text{ [Pa]} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

b) section B-B:



Chargée par la pression à la traction:

$$\sigma = \frac{F}{f} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$$

avec: F [N]: force chargeante la section.
 f [m²]: surface de la section.

$F = S_1 \cdot p_c$; [N]. avec: S_1 [m²]: surface déterminée par les points:

(2, 3, 50, 49, 48, 15, 16, 47, 46, 45, 44, 29, 30, 43, 42, 41, 2)

$p_c = 63,2 \cdot 10^5$ [Pa]: pression corrigée.

f [m²]: surface déterminée par les points:

(3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 48, 49, 50, 3) +
 + (1, 2, 41, 42, 43, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 1) +
 + (47, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 44, 45, 46, 47).

Avec le papier millimétré, on détermine les surfaces:

$$S_1 = 0,044 \text{ [m}^2\text{]} ; f = 0,0144 \text{ [m}^2\text{]}.$$

donc:

$$F = 0,044 \cdot 63,2 \cdot 10^5 = \underline{278080 \text{ [N]}}.$$

$$\sigma = \frac{278080}{0,0144} = \underline{193,11 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}.$$

c) Section elliptique C-C :

Vérification de l'épaisseur de la paroi :

$$s \geq \frac{A \cdot p_e}{2,3 \cdot [\sigma] - p_e} + c ; [m].$$

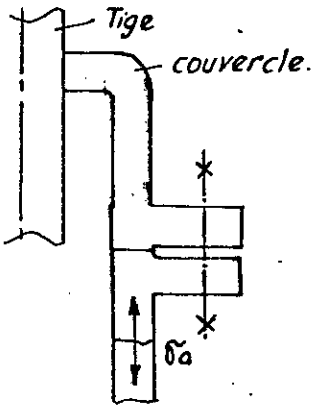
avec : A [m] : Grand axe de l'ellipse intérieur.

les autres paramètres sont mentionnés à la page : 40

$$s \geq \frac{0,220 \cdot 63,2 \cdot 10^5}{2,3 \cdot \frac{4500}{8} \cdot 10^5 - 63,2 \cdot 10^5} + 0,002 = 0,0133 [m].$$

or on a adopté : $s = 16 [mm]$.

Contrainte axiale :



$$\sigma_a = \frac{F}{S_3} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$$

avec : F [N] : force totale chargeant le couvercle, due à la pression, et à l'effort maximal exercée par la tige.
(voir pages : 37, 38, 39).

$S_3 [m^2]$: surface de la section.

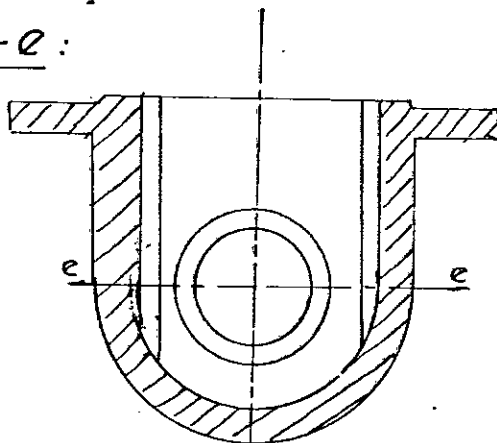
$$S_3 = \pi \left[\frac{A_1}{2} \cdot \frac{B_1}{2} - \frac{A}{2} \cdot \frac{B}{2} \right]$$

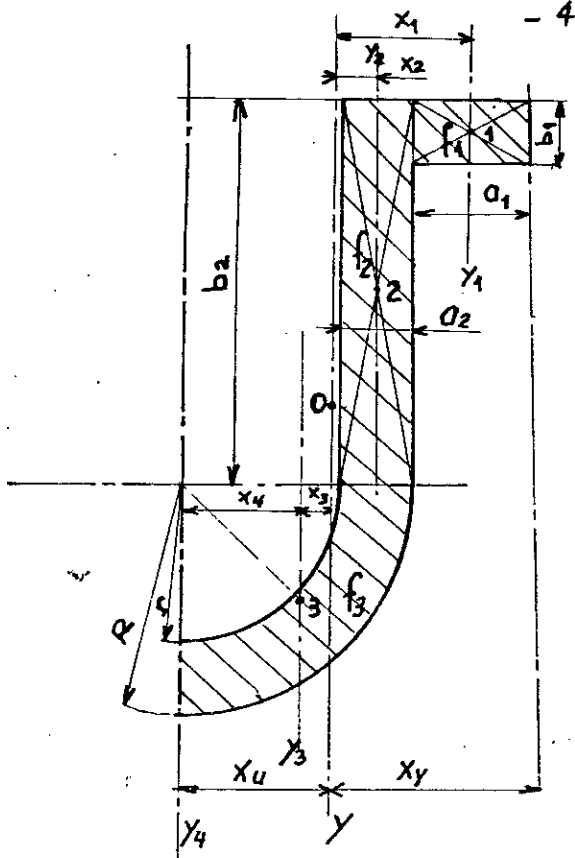
$$F = Q_g = 362\,221,10 [N]$$

$$S_3 = \pi \left(\frac{0,252}{2} \cdot \frac{0,142}{2} - \frac{0,22}{2} \cdot \frac{0,11}{2} \right) = 0,0091 [m^2].$$

$$\sigma_a = \frac{362\,221,10}{0,0091} = 398,04 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa].$$

d) section e-e :





1. on cherche les centres de gravité des surfaces f_1, f_2, f_3 : points: f_1, f_2, f_3
2. on détermine le centre de gravité de toute la surface : point O
3. on trace des axes verticaux passant par tous les centres de gravités : y_1, y_2, y_3 et y
4. on cherche les moments d'inertie des surfaces élémentaires par rapport aux axes y_i :

$$J_1 = \frac{b_1 a_1^3}{12} [m^4] ; \quad a_1 = 0,040 [m] \\ b_1 = 0,034 [m]$$

$$J_1 = \frac{0,034 \cdot 0,04^3}{12} = 18 \cdot 10^{-8} [m^4]$$

$$J_2 = \frac{b_2 a_2^3}{12} ; \quad a_2 = 0,016 [m] \\ b_2 = 0,482 [m]$$

$$J_2 = \frac{0,482 \cdot 0,016^3}{12} = 16 \cdot 10^{-8} [m^4]$$

Nota: on détermine le moment d'inertie de la surface f_3 par rapport à l'axe y_4 .

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

avec: $R = \frac{A_1}{2} = \frac{252}{2} = 126 [mm]$.

$r = \frac{A}{2} = \frac{220}{2} = 110 [mm]$.

avec: A et A_1 étant les grands axes, respectivement, de l'ellipse intérieure et extérieure.

$$J_4 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{64} (2 \cdot 0,126^4 - 0,11^4) = 439 \cdot 10^{-8} [m^4]$$

5. on détermine le moment d'inertie total (réduit par rapport à l'axe y):

$$J_y = (J_1 + f_1 \cdot x_1^2) + (J_2 + f_2 \cdot x_2^2) + (J_4 - f_3 \cdot x_4^2 + f_3 \cdot x_3^2) ; [m^4]$$

$$f_1 = a_1 \cdot b_1 = 0,00136 [m^2]$$

$$f_2 = a_2 \cdot b_2 = 0,0077 [m^2]$$

$$f_3 = \frac{\pi}{4} [R^2 - r^2] = 0,003 [m^2]$$

Géométriquement on trouve :

$$x_1 = 38,8 [mm]$$

$$x_2 = 10,8 [mm]$$

$$x_3 = 44 [mm]$$

$$x_4 = 63 [mm]$$

$$J_y = [18 \cdot 10^{-8} + 13,6 \cdot 10^{-4} (388 \cdot 10^{-4})^2] + [16 \cdot 10^{-8} + 77 \cdot 10^{-4} (108 \cdot 10^{-4})^2] + [439 \cdot 10^{-8} - 30 \cdot 10^{-4} (630 \cdot 10^{-4})^2 + 30 \cdot 10^{-4} (440 \cdot 10^{-4})^2].$$

$$\underline{J_y = 3,23 \cdot 10^{-5} [m^4].}$$

$$W_u = \frac{J}{X_u} [m^3] ; \quad W_v = \frac{J}{X_v} [m^3] : \text{les modules au niveau des fibres } u \text{ (traction) et } v \text{ (compression).}$$

$$X_u = X_3 + X_4 = 0,1070 [m]$$

$$X_v = X_1 + \frac{d_1}{2} = 0,0588 [m].$$

$$W_u = \frac{3,23 \cdot 10^{-5}}{0,1070} = 30,187 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

$$W_v = \frac{3,23 \cdot 10^{-5}}{0,0588} = 54,932 \cdot 10^{-5} [m^3].$$

$$\text{zone de traction: } \sigma_f = \frac{M_f}{W_u} = \frac{8016,94}{30,187 \cdot 10^{-5}} = 265,57 \cdot 10^5 [Pa].$$

$$\text{zone de compression: } \sigma_f = \frac{M_f}{W_v} = \frac{8016,94}{54,932 \cdot 10^{-5}} = 145,94 \cdot 10^5 [Pa].$$

6. On détermine la contrainte totale de la section "e-e":

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_f = \sigma_t + \frac{M_f}{W_u} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}$$

$$\sigma = 284,35 \cdot 10^5 + 265,57 \cdot 10^5 = 549,92 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa]$$

7. on détermine la contrainte idéale de la section elliptique:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_a^2} \leq \sqrt{[\sigma]} = \frac{\sigma_B}{K} \quad (\text{pour } \sigma_a \text{ voir p. 42}).$$

$$\sigma = 549,92 \cdot 10^5 [Pa].$$

$$\sigma_a = 398,04 \cdot 10^5 [Pa].$$

$$\sigma_i = \sqrt{(549,92 \cdot 10^5)^2 + (398,04 \cdot 10^5)^2} = 678,91 \cdot 10^5 [Pa].$$

La valeur de $\sigma_i \approx [\sigma]$; ceci est dû aux conditions les plus sévères qu'on a choisi pour les calculs.

e). Brides du corps:

Les brides d'entrée-sortie du corps étant normalisées, aucune vérification n'est nécessaire.

Bride au niveau du couvercle:

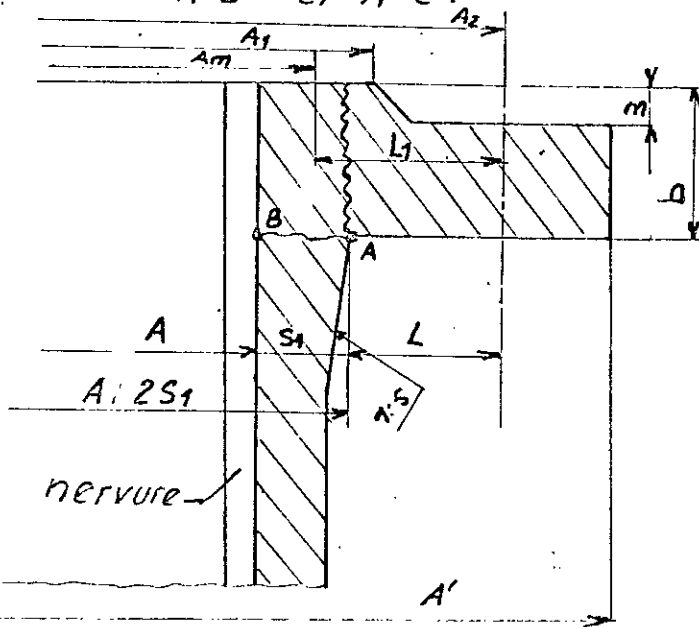
1. on sait A, A_1, A_2 (voir page: 37) (grands axes de l'ellipse)
2. On adopte s_1 et b (surépaisseur ayant les mêmes paramètres géométriques des brides d'entrée-sortie)

3. on détermine:

$$A_m = \frac{A + A_1}{2} ; [m] : \text{grand axe moyen.}$$

$$L = \frac{1}{2} [A_2 - (A + 2s_1)] ; [m], L_1 = (A_2 - A_m) \cdot \frac{1}{2} [m].$$

4. On vérifie les contraintes dans les sections dangereuses A-B et A-C.



$$s_1 = 30 [mm] =$$

$$A_2 = 292 [mm]$$

$$A_m = \frac{252 + 220}{2} = 236 [mm]$$

$$L_1 = \frac{0,292 - 0,236}{2} = 0,028 [m]$$

$$L = \frac{1}{2} [0,292 - (0,22 + 2 \cdot 0,030)]$$

$$L = 0,005 [m].$$

$$b = 0,037 [m].$$

Section A-B:

$$\sigma = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K} [Pa].$$

avec:

$$M_{AB} = 0,4 F_g' \cdot L_1 [N.m] : \text{moment fléchissant.}$$

F_g' : [N]; force totale admissible que les goujons peuvent exercer: déjà choisi (voir p.39)

$$F_g' = [F_g] \cdot 12 = 33000 \cdot 12 = 396000 [N].$$

$$M_{AB} = 0,4 \cdot 396 \cdot 10^3 \cdot 0,028 = 4435,2 [N.m].$$

$$W_{AB} = \frac{\pi \cdot A_m \cdot s_1^2}{6} = \frac{\pi \cdot 0,236 \cdot 0,03^2}{6} = 11,12 [m^3] \times 10^{-5}$$

$$\sigma = \frac{4435,2}{11,12 \cdot 10^{-5}} = 398,80 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa]$$

Nota: Important: [1]

On a choisi les goujons à la base de la force totale F_g déterminée à la page: 38, donc la force F_g' égale à la somme des charges admissibles sur les goujons, est toujours supérieure à la force nécessaire F_g , donc $F_g' > F_g$.

Dans le cas où la température du fluide est supérieure

$$f_t = \frac{18 \cdot 0,072 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5}}{\frac{0,072}{1,9 \cdot 10^4 \cdot 0,0032} + \frac{0,002}{3 \cdot 10^9 \cdot 0,0091}} = 81134,75 \text{ [N]}$$

$$f_{t1} = \frac{f_t}{12} = \frac{81134,75}{12} = 6761,23 \text{ [N]}$$

$$F'_{g1} = f_{t1} + [F_g] = 6761,23 + 33 \cdot 10^3 = 39761,23 \text{ [N]}$$

donc: on prend des goujons M20, avec: $[F_g] = 42300 \text{ [N]}$.
Section A-C:

$$\sigma = \frac{M_{AC}}{W_{AC}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K} \text{ [Pa]}$$

$M_{AC} = F'_{g1} \cdot L$, [N.m]: moment fléchissant. avec: $F'_{g1} = 12 \cdot F_g = 477134,76$
 $L = 0,006 \text{ [m]}$ (v. p. 46).^[CN]

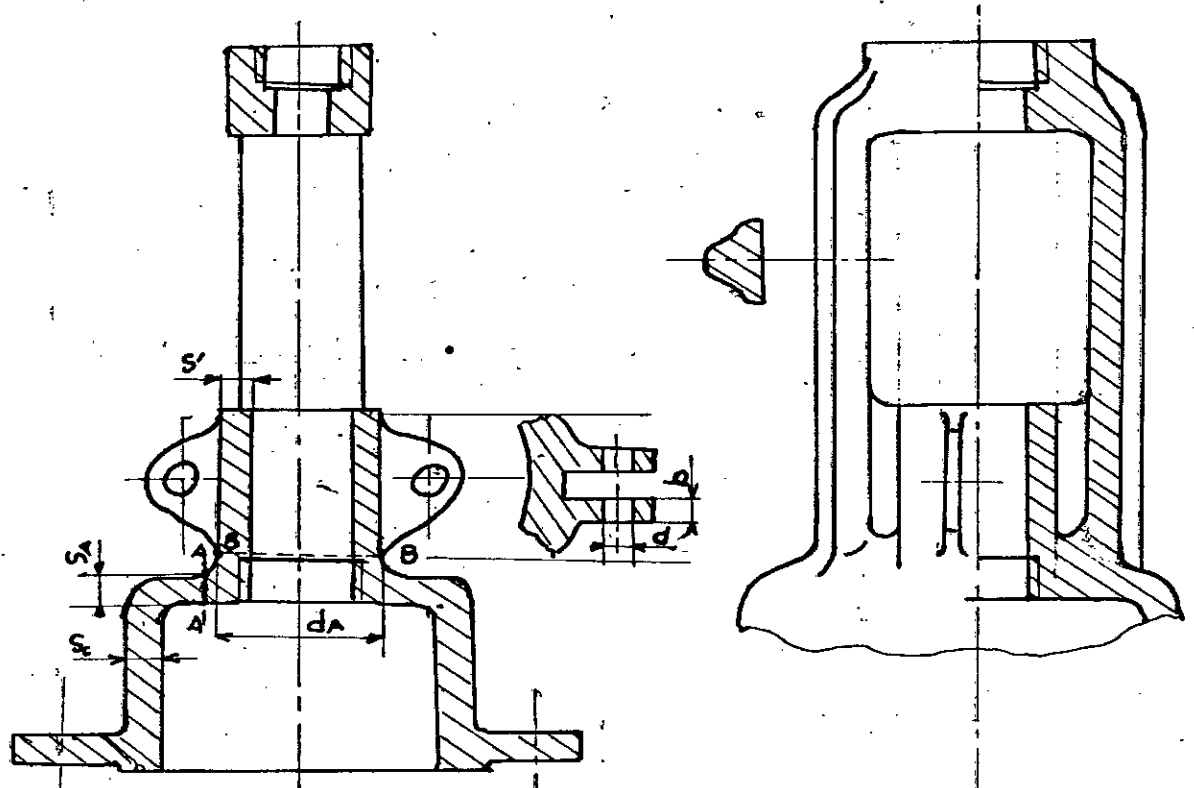
donc: $M_{AC} = 477134,76 \cdot 0,006 = 2862,80 \text{ [N.m]}$

$$W_{AC} = \frac{\pi (A + 2S_1)}{6} \text{ [m}^3\text{]} \quad \text{avec: } A, b, S_1 \text{ [m]} \text{ (voir p. 46)}$$

$$W_{AC} = \frac{\pi (0,22 + 2 \cdot 0,003) \cdot 0,037^2}{6} = 20,07 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

d'où: $\sigma = \frac{2862,80}{20,07 \cdot 10^{-5}} = 142,64 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \leq [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$

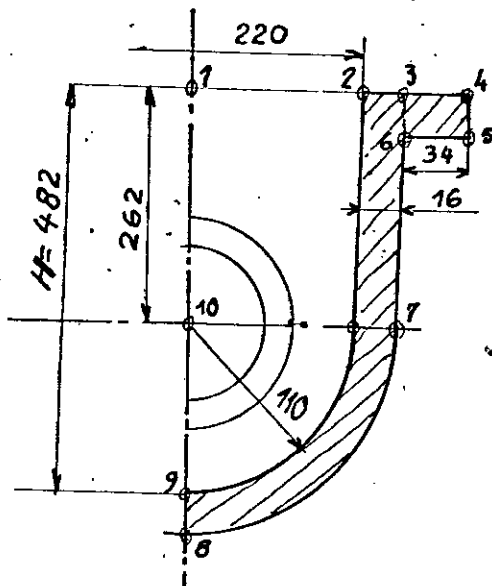
5.2. le couvercle:



le boulon étant normalisé, le diamètre d est déterminé. à partir de la contrainte d'écrasement on peut déterminer b .

$$\sigma_e = \frac{1/2 F_{b \max}}{2 \cdot db} \leq [\sigma_e] = 1000 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

Considérons la moitié de la section en simplifiant la forme.



donc:

$$S_2 = 0,11 \cdot 0,262 + \pi \cdot \frac{0,11^2}{4} = 0,0383 \text{ [m}^2\text{]}.$$

$$F = 63,2 \cdot 10^5 \cdot 0,0383 = 242\,203,37 \text{ [N]}.$$

$$S_1 = (3,4 \cdot 4) \cdot 10^{-4} + 0,016 \cdot 0,262 + \frac{\pi}{4} (0,126^2 - 0,11^2) = 0,0085 \text{ [m}^2\text{]}.$$

$$\sigma_t = \frac{242\,203,37}{0,0085} = \underline{284,94 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}}.$$

Contrainte de traction:

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

avec: F [N]: force due à la pression

$$F = S_2 \cdot p_c \text{ [N]}.$$

avec: S_2 [m²]: surface déterminée par les points: (1, 2, 11, 9, 10, 1)
(un rectangle + 1/4 de cercle)

$p_c = 63,2 \cdot 10^5$ [Pa]: pression corrigée.

S_1 [m²]: surface déterminée par les points:

(2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 2)

(2 rectangles + 1/4 de couronne).

Contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K} \quad \text{avec: } M_f \text{ [N.m]: moment fléchissant}$$

$$M_f = H \cdot \left(\frac{B}{2}\right)^2 \cdot p_c \cdot n \text{ [N.m]}.$$

H [m]: d'après le schéma.

B [m]: petit axe de l'ellipse intérieure.

p_c [Pa]: pression corrigée

n : coefficient dépendant du rapport $\frac{B}{A}$; d'après le tableau:

$\frac{B}{A}$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
n	0,06	0,148	0,283	0,498	0,870	1,576	3,128

$$\frac{B}{A} = \frac{110}{220} = 0,5$$

$$n = 0,870$$

$$H = 482 \text{ [mm]}$$

$$M_f = 0,482 \left(\frac{0,11}{2}\right)^2 \cdot 63,2 \cdot 10^5 \cdot 0,870 = \underline{8016,94 \text{ [N.m]}}$$

W [m³]: module de flexion déterminé comme suit:

à 300°C, on fait encore la vérification

$$F_g' \geq F_g + f_t \quad [N].$$

avec: f_t [N]: surplus dépendant de la différence des températures des goujons

$$f_t = \frac{\Delta t \cdot L \cdot \alpha}{\frac{L}{E_g \cdot S_g} + \frac{\delta}{E_j \cdot S_j}} \quad [N].$$

avec: Δt [°C]: différence des températures des goujons et des brides d'après le tableau:

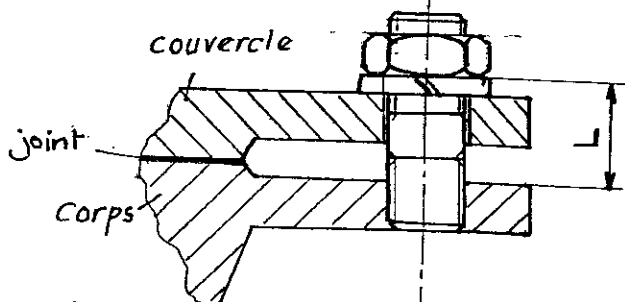
Température du fluide °C	Δt [°C]	
	Régime stationnaire	régime non stationnaire *)
300	10	20
350	15	35
400	17	58
425	18	72
450	19	90

*) Pendant le réchauffement de la conduite et du robinet.

$\Delta t = 18$ [°C] (dans notre cas).

$L = 2 \times 0,036$ [m]: longueur du goujon entre les deux éléments filétés (par exemple entre les 2 écrous).

dans notre cas:



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

E_g [Pa] = $1,9 \cdot 10^{11}$: module d'élasticité des goujons, pour une température $t > 300$ °C.

S_g [m²] = $0,003$ [m²]: Somme des sections des goujons.

$\delta = 0,002$ [m]: épaisseur du joint.

$E_j = 3 \cdot 10^9$ [Pa]: module d'élasticité du joint.

$S_j = 0,0091$ [m²]: surface du joint.

avec: F_b [N] (voir p. 29).
 d [m] : d'après la figure. (p. 48), $d = 0,012$ [m]

$$F_{b\max} = 10126,93 \text{ [N].}$$

donc: $b \geq \frac{F_{\max}}{4 \cdot d \cdot \sigma_e}$ [m].

$$b \geq \frac{10126,93}{4 \cdot 0,012 \cdot 1000 \cdot 10^5} = 0,0021 \text{ [m].}$$

on adopte: $b = 6$ [mm].

La bride et la partie cylindrique ont la même épaisseur que le corps, donc aucune vérification n'est nécessaire.

Section A-A:

C'est une surface cylindrique chargée au cisaillement. Si les bras de l'arcade sont liés directement par le logement du presse-étoupe, la contrainte de cisaillement est déterminée par la formule:

$$\tau = \frac{F_p + Q_{\max}}{S_{A-A}} \leq [\tau] = 480 \cdot 10^5 \text{ [Pa].}$$

$$F_p = \frac{\pi d_A^2}{4} \cdot p_c \text{ [N]} \quad \text{avec: } d_A \text{ [m]: d'après la figure (p. 48).}$$

p_c [Pa]: pression corrigée.
 Q_{\max} [N]: effort max. exercé par la tige.

S_{A-A} [m²]: section cylindrique de cisaillement.

$$S_{A-A} = \pi d_A \cdot s_A \text{ [m}^2\text{]}; \quad s_A \text{ [m]: (v.p. 48).}$$

*)

$$d_A = d + 2s + 2s' \text{ [m]}; \quad \text{avec: } d \text{ [m]: diamètre nominal de la tige.}$$

s : épaisseur du presse-étoupe.

s' : épaisseur de la paroi du logement du presse-étoupe.

on adopte: $d_A = 90$ [mm].

$s_A = 20$ [mm].

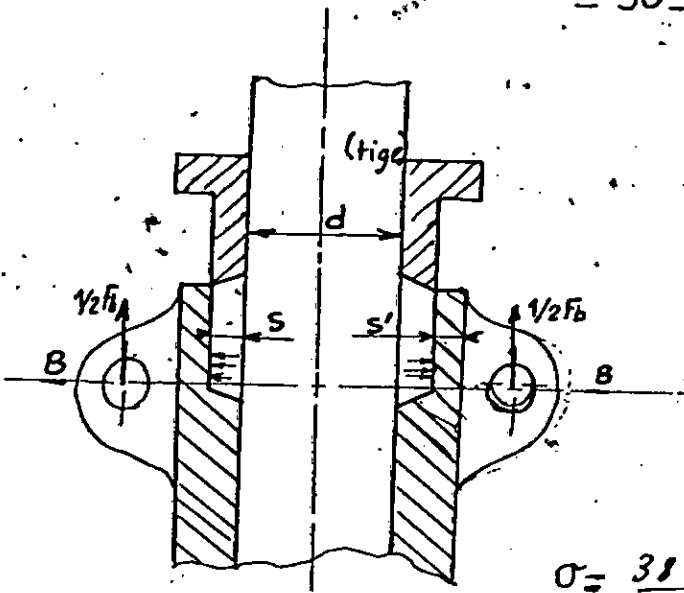
donc: $S_{A-A} = \pi \cdot 0,09 \cdot 0,02 = 0,005$ [m²].

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \cdot 63,2 \cdot 10^5 = 40206,103 \text{ [N].}$$

$$\tau = \frac{40206,103 + 100897,94}{0,005} = 284,48 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < [\tau] = 480 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

Section B-B:

La contrainte due à la pression exercée par la garniture sur la surface intérieure du logement.



$$\sigma = \frac{d+2s}{2s'} \cdot k \cdot p_c \leq [\sigma], [Pa]$$

avec: $d, s, [m]$ d'après la figure (v.p. 29).
 k : coefficient (v.p. 29).
 $p_c: [Pa]$: pression corrigée.

$d = 38 [mm]$
 $s = 8 [mm] = s'$
 $k = 2,31$
 $p_c = 63,2 \cdot 10^5 [Pa]$.

$$\sigma = \frac{38 + 2 \cdot 8}{2 \cdot 8} \cdot 2,31 \cdot 63,2 \cdot 10^5 = 492,72 \cdot 10^5 [Pa]$$

$$< [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa]$$

La contrainte due à la force exercée par les boulons de serrage:

$$\sigma' = \frac{F_b}{\frac{\pi}{4} [(d+2s+2s')^2 - (d+2s)^2]} \leq [\sigma], [Pa]$$

$F_b = 10126,93 [N]$ (v.p. 29).

$$\sigma' = \frac{10126,93}{\frac{\pi}{4} [(0,038 + 2 \cdot 0,008 + 2 \cdot 0,008)^2 - (0,038 + 2 \cdot 0,008)^2]} = 65 \cdot 10^5 [Pa]$$

$\sigma' < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa]$.

La contrainte idéale:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + \sigma'^2} = \sqrt{(492,72 \cdot 10^5)^2 + (65 \cdot 10^5)^2} = 496,98 \cdot 10^5 [Pa]$$

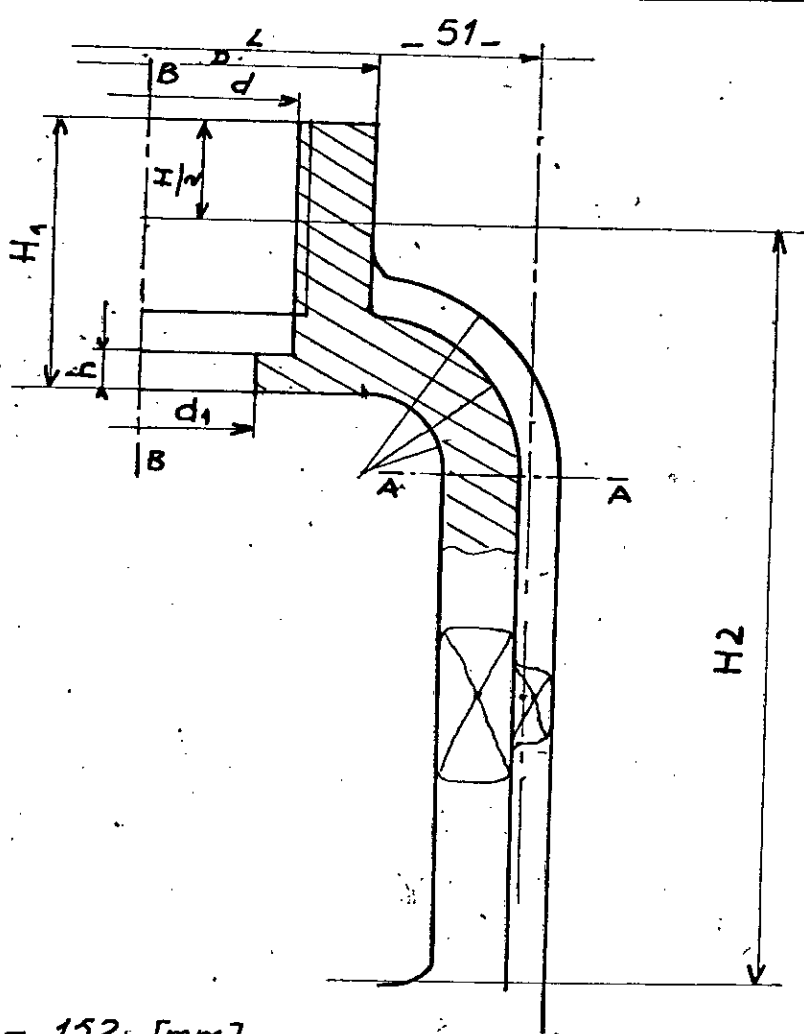
$\sigma_i = 496,98 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [Pa]$.

On a adopté s' , et on a vérifié les contraintes.

5.3 L'Arcade:

On adopte la forme géométrique et on vérifie les contraintes.

(voir le schéma ci-après).



- $D = 152$ [mm]
- $L = 180$ [mm]
- $d_1 = 76$ [mm]
- $d = 88$ [mm]
- $H_1 = 58$ [mm]
- $H_2 = 260$ [mm]

Section A-A: (chargée à la flexion et à la traction)

La contrainte de flexion:

$$\sigma_f = \frac{M_A}{W_A} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K} \text{ [Pa]} : \text{rappelons que:}$$

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

$$K = 8$$

$$M_A = \frac{Q_{\max} \cdot L}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{H_2}{L} \cdot \frac{J_B}{J_A}} ; \text{ [N.m]}$$

avec: Q_{\max} [N]: effort maximal exercé par la tige (serrage du coin).

L [m]: d'après la figure (distance entre le c.o.g des 2 sections A-A).

J_A et J_B [m⁴]: moments d'inertie des sections A-A et B-B.

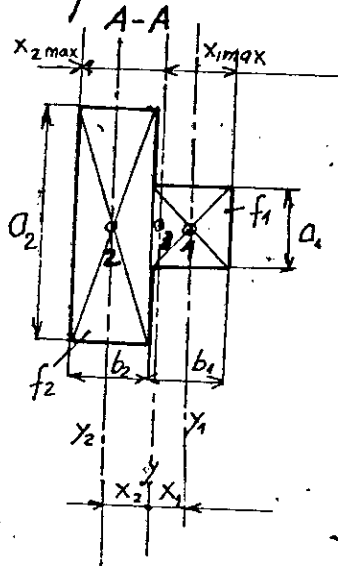
$$M_A = \frac{100897,94 \cdot 0,18}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,26}{0,18} \cdot \frac{33,83 \cdot 10^{-5}}{11,75 \cdot 10^{-8}}} = 1,1 \text{ [N.m]}$$

$$J_B = (2D - d - d_1) \frac{H_1}{24} \text{ [m}^4\text{]} \quad \text{avec: } D, d, d_1, H_1 \text{ en [m]}$$

d'après la figure p. 51.

$$J_B = (2,0152 - 0,088 - 0,076) \cdot \frac{0,058}{24} = 33,83 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^4\text{]}.$$

Pour déterminer le moment d'inertie de la section A-A et les modules de résistance, on cherche les centres de gravité des surfaces élémentaires f_1 et f_2 tout en négligeant les arrondis.



$$J_1 = \frac{a_1 b_1^3}{12} \text{ [m}^4\text{]} ; J_2 = \frac{a_2 b_2^3}{12} \text{ [m}^4\text{]}$$

- avec :
- $a_1 = 0,032 \text{ [m]}$
 - $b_1 = 0,010 \text{ --}$
 - $a_2 = 0,082 \text{ --}$
 - $b_2 = 0,020 \text{ --}$

- point 1 - C.D.G de la surface f_1
- point 2 - " " " " " " f_2
- point 3 - " " " " " " section A-A.

$$J_1 = \frac{0,032 \cdot 0,010^3}{12} = 2,66 \cdot 10^{-9} \text{ [m}^4\text{]}.$$

$$J_2 = \frac{0,082 \cdot 0,020^3}{12} = 5,46 \cdot 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}.$$

- $f_1 = a_1 b_1 = 32 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}.$
- $f_2 = a_2 b_2 = 164 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}.$
- $x_1 = 12,6 \text{ [mm]}.$
- $x_2 = 2,4 \text{ [mm]}.$

On fait la réduction des moments d'inertie par rapport à l'axe y

$$J_A = J_1 + f_1 x_1^2 + J_2 + f_2 x_2^2 \text{ [m}^4\text{]}.$$

$$J_A = 2,66 \cdot 10^{-9} + 32 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0126^2 + 5,46 \cdot 10^{-8} + 164 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0024^2 = 11,75 \cdot 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}.$$

Pour les fibres à traction : $W_A = \frac{J_A}{x_{2 \max}}$

Pour les fibres à compression : $W_A = \frac{J_A}{x_{1 \max}}$

- avec : $x_{1 \max} = 0,017 \text{ [m]}.$
 $x_{2 \max} = 0,014 \text{ [m]}.$

donc : $W_A = \frac{11,75 \cdot 10^{-8}}{0,014} = 0,839 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \text{ (traction).}$

$W_A = \frac{11,75 \cdot 10^{-8}}{0,017} = 0,691 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \text{ (Compression).}$

Donc :

La contrainte maximale qui résulte de la flexion est :

$$\sigma_f = \frac{M_A}{W_A} = \frac{M_A}{\frac{J_A}{x_{2\max}}}, [\text{Pa}].$$

$$\sigma_f = \frac{1,1}{0,839 \cdot 10^{-5}} = 1,31 \cdot 10^5 [\text{Pa}].$$

La contrainte maximale qui résulte de la traction est :

$$\sigma_t = \frac{1/2 \cdot Q_{\max}}{f_1 + f_2}, [\text{Pa}] \leq [\sigma]; \quad Q_{\max} = 100897,94 [\text{N}]$$

: Effort de la tige.
f₁ et f₂ : (voir p. 52).

$$\sigma_t = \frac{1/2 \cdot 100897,94}{32 \cdot 10^{-5} + 164 \cdot 10^{-5}} = \frac{257,40 \cdot 10^5 [\text{Pa}]}{196 \cdot 10^{-5}} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [\text{Pa}].$$

D'où la contrainte maximale dans la section A-A sera :

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_t = 1,31 \cdot 10^5 + 257,40 \cdot 10^5 = \frac{258,71 \cdot 10^5 [\text{Pa}]}{196 \cdot 10^{-5}} < [\sigma] = 562,5 \cdot 10^5 [\text{Pa}].$$

Section B-B : (chargée à la flexion).

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} \leq [\sigma], [\text{Pa}].$$

$$M_B = \frac{Q_{\max} \cdot L}{4} - M_A; [\text{N.m}] \quad \text{avec: } \begin{array}{l} Q_{\max} [\text{N}] \\ L [\text{m}] \text{ (v.p. 51, 52)} \\ M_A [\text{N.m}] \end{array}$$

(Serrage):

$$M_B = \frac{100897,94 \cdot 0,180}{4} - 1,1 = 4539,3 [\text{N.m}].$$

B-B.

$$W_B = \frac{J_B}{x'} [\text{m}^3] : \text{fibres chargées à la compression.}$$

$$W_B = \frac{J_B}{x'} [\text{m}^3] : \text{fibres chargées à la traction.}$$

$$\text{avec: } J_B = 33,83 \cdot 10^{-5} [\text{m}^4] \text{ (v.p. 52).}$$

$$x' = 0,031 [\text{m}] \text{ d'après la fig.}$$

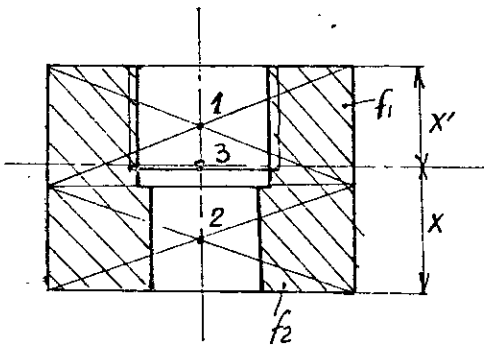
$$x = 0,029 [\text{m}] \text{ d'après la fig.}$$

$$f_1 = 55,44 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2].$$

$$f_2 = 20,16 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2].$$

(déserrage):

$$M_B = \frac{91306,78 \cdot 0,18}{4} - 1,1 = 4107,7 [\text{N.m}].$$



On calcule : σ_B compression avec : Q_{max} desserrage et W_B compression
 σ_B traction avec : Q_{max} serrage et W_B traction.

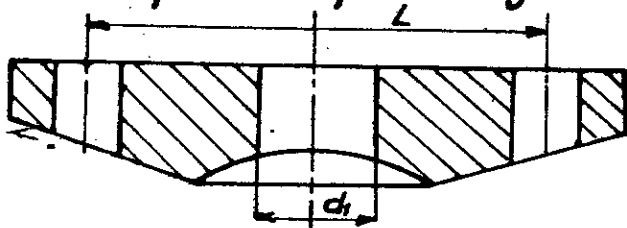
$$W_B \text{ Compression} = \frac{J_B}{x} = \frac{33,83 \cdot 10^{-5}}{0,029} = 0,0116 \text{ [m}^3\text{]}.$$

$$\sigma_B \text{ compression} = \frac{M_{Bc}}{W_{Bc}} = \frac{4107,7}{0,0116} = 3,54 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < [\sigma] = 562 \cdot 10^5$$

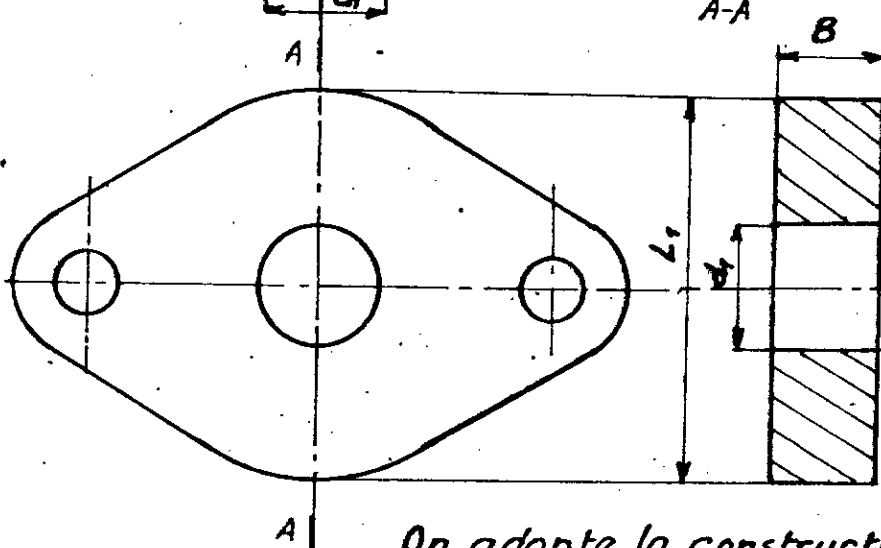
$$W_B \text{ traction} = \frac{J_B}{x'} = \frac{33,83 \cdot 10^{-5}}{0,031} = 0,0109 \text{ [m}^3\text{]}.$$

$$\sigma_B \text{ traction} = \frac{M_{Bt}}{W_{Bt}} = \frac{4539,3}{0,0109} = 4,16 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < [\sigma]$$

5.4 Chapeau de presse-garniture :



On simplifie la forme.



$$\begin{aligned} L &= 0,124 \text{ [m]} \\ L_1 &= 0,120 \text{ [m]} \\ d_1 &= 0,039 \text{ [m]} \\ B &= 0,016 \text{ [m]} \end{aligned}$$

$$[F_b] = 14000 \text{ [N]}.$$

On adopte la construction et on vérifie les contraintes.

$$M = \frac{[F_b] (L - d_1)}{2} \text{ [N.m]} : \text{moment fléchissant.}$$

avec : $[F_b]$ [N] : force maximale admissible d'un boulon choisi. (voir p. 29).
 L [m], d_1 [m] d'après la figure.

$$M = \frac{14000 (0,124 - 0,039)}{2} = 595 \text{ [N.m]}.$$

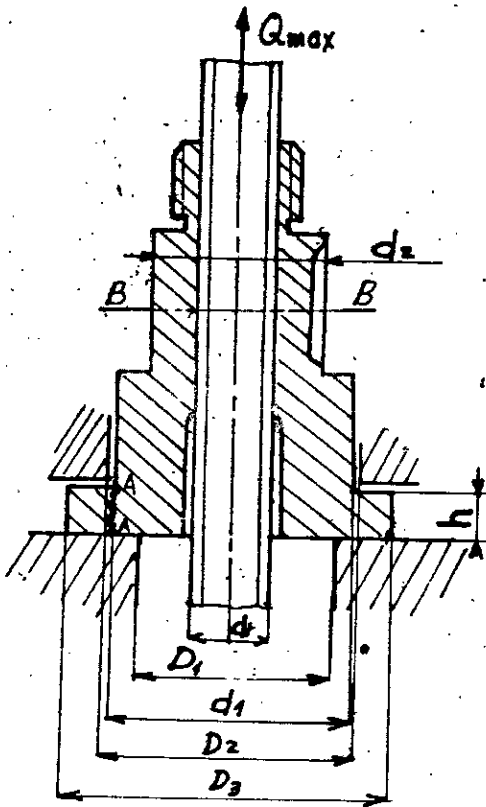
$$W = \frac{L_1 B^2}{6} - \frac{d_1 B^2}{6} = (L_1 - d_1) \frac{B^2}{6} \text{ [m}^3\text{]} ; \text{ avec : } L_1, B, d_1 \text{ [m] d'après la figure.}$$

$$W = (0,12 - 0,039) \cdot \frac{0,016^2}{6} = 0,345 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}.$$

donc :

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{595}{0,345 \cdot 10^{-5}} = 1721,64 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < [\sigma] = 1900 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}.$$

5-5 L'écrou:



L'écrasement au niveau de la collerette:
 - Surface inférieure (pendant le desserrage)

$$\sigma_e = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_1^2)} \leq [\sigma_e]$$

avec: Q_{max} [N] : (desserrage)
 D_3, D_1 en [m] d'après la figure.
 $[\sigma_e]$ [Pa] (voir page: 32).

$D_1 = 0,056$ [m]
 $D_3 = 0,092$ [m].
 Q_{max} (desser.) = 91306,78 [N].

$$\sigma_e = \frac{91306,78}{\frac{\pi}{4} (0,092^2 - 0,056^2)} = 2482010^5 [Pa] < [\sigma_e]$$

$[\sigma_e] = 340 \cdot 10^5 [Pa]$

- Surface supérieure (pendant le serrage)

$$\sigma_e = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2)} \leq [\sigma_e]$$

avec: Q_{max} [N] (serrage) = 100897,94 [N].
 $D_3 = 0,092$ [m].
 $D_2 = 0,060$ [m].

$$\sigma_e = \frac{100897,94}{\frac{\pi}{4} (0,092^2 - 0,060^2)} = 264,11 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma_e] = 340 \cdot 10^5 [Pa]$$

Section A-A: (chargée au cisaillement)

$$\tau = \frac{Q_{max}}{\pi d_1 h} \leq [\tau], \text{ avec: } Q_{max} [N] \text{ (serrage)}$$

$d_1 = 0,060$ [m] (v. fig.)
 $h = 0,011$ [m]

$$\tau = \frac{100897,94}{\pi \cdot 0,06 \cdot 0,011} = 486,62 \cdot 10^5 [Pa] < [\tau] = 850 \cdot 10^5 [Pa]$$

Section B-B:

$$\tau = \frac{M_e}{W_e} \leq [\tau] \text{ avec: } M_e = 689 [N \cdot m] \text{ (voir p. 31)}$$

$$W_e = \frac{\pi}{16} \frac{d_2^4 - d_t^4}{d_2} [m^3], \text{ avec: } d_2 = 0,055 [m] : \text{diamètre extérieure de la section}$$

(on néglige la rainure)

$$W_e = \frac{\pi}{16} \frac{0,055^4 - 0,038^4}{0,055} = 252 \cdot 10^5 [m^3]$$

d_t : diamètre de la tige
 (on néglige le filetage)
 $d_t = 0,038$ [m].

$$\tau = \frac{M_e}{W_e} = \frac{689}{2,52 \cdot 10^{-5}} = \underline{273,41 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}} < [\tau] = 1000 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}.$$

$$\sigma = \frac{Q_{\max}}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_t^2)} = \frac{100\,897,94}{\frac{\pi}{4} (0,055^2 - 0,039^2)} = \underline{812,57 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}} < [\sigma].$$

$$[\sigma] = 2200 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}.$$

Contrainte idéale:

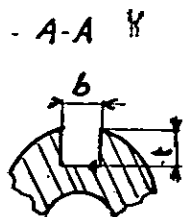
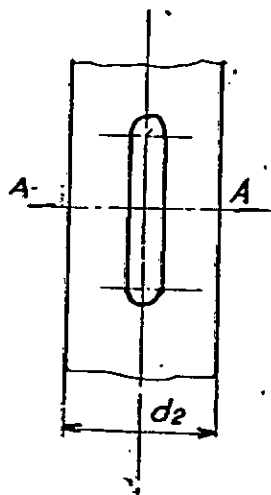
$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

$$\sigma_i = \sqrt{(812,57 \cdot 10^5)^2 + 3 \cdot (273,41 \cdot 10^5)^2} = \underline{940,50 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}}.$$

$$< [\sigma] = 2200 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

Rainure de la clavette:

d_2 étant déterminé, on cherche sur le catalogue une clavette normalisée et on fait ensuite le calcul de sa longueur à partir des contraintes d'écrasement et de cisaillement dues au moment exercé par le volant.



$$\sigma_e = \frac{M_v}{\frac{d_2 \cdot t \cdot l}{2}} \leq [\sigma_e].$$

$$\text{ou bien: } l \geq \frac{M_v}{\frac{d_2 \cdot t \cdot [\sigma_e]}{2}}$$

avec: M_v [N.m]: moment au niveau du volant.

$$M_v = M_t + M_e. \quad (\text{voir pages 26-27}).$$

M_t [N.m] (voir pages: 30 et 31).

M_e [N.m].

$$M_v = 1169,87 + 689 = 1858,87 \text{ [N.m]}.$$

$$d_2 = 0,055 \text{ [m]}$$

$$t = 0,005 \text{ [m]}$$

$$[\sigma_e] = 340 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}.$$

$$l \geq \frac{1858,87}{\frac{0,055 \cdot 0,005 \cdot 340 \cdot 10^5}{2}} = 0,3976 \text{ [m]}.$$

Nota: on calcule M_e et M_t à la base de Q_{\max} , serrage ou bien desserrage (valeur supérieure)

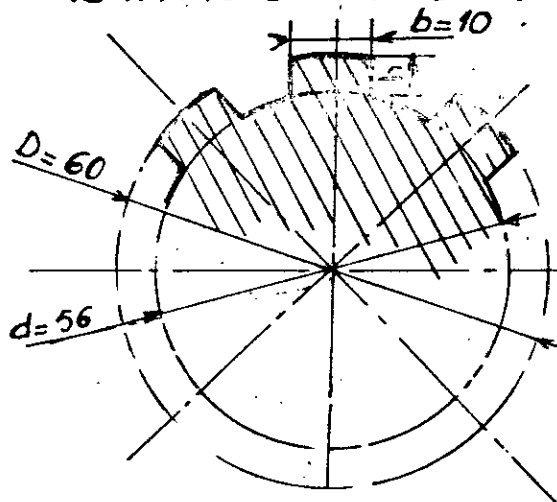
$$\tau = \frac{M_v}{\frac{d_2 \cdot b \cdot l}{2}} \quad \text{ou bien } l \geq \frac{M_v}{\frac{d_2 \cdot b \cdot [\tau]}{2}}$$

$$l \geq \frac{1858,87}{\frac{0,055 \cdot 0,008 \cdot [1000] \cdot 10^5}{2}} = 0,0844 \text{ [m]}.$$

Vu, les valeurs obtenus de l , en fonction du moment dû au volant, on est amené à utiliser des cannelures.

Les conditions de fonctionnement choisies étant sévères, pour cela, d'après les calculs et les valeurs obtenues on doit utiliser un réducteur pour manœuvres. On remarque aussi que les calculs sont préliminaires.

On utilise donc des cannelures à flanc parallèles. le nombre de cannelures $n = 8$.



$$D = 60 \text{ [mm]}$$

$$d = 56 \text{ [mm]}$$

$$n = D - d = 4 \text{ [mm]}$$

$$d_m = \frac{D+d}{2} = 56 \text{ [mm]}$$

$$M_v = 1858,87 \text{ [N.m]}$$

L'effort périphérique:

$$F_t = \frac{M_v}{\frac{d_m}{2}} = \frac{1858,87}{\frac{0,056}{2}} = 66388,21 \text{ [N]}$$

Sur une cannelure :

$$F_{t1} = \frac{66388,21}{8} = 8298,52 \text{ [N]}$$

$$\sigma_e = \frac{F_{t1}}{l \cdot h} \leq [\sigma_e]$$

$$\sigma_e = \frac{8298,52}{0,03 \cdot 0,008} = 345,77 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \leq [\sigma_e] = 350 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$$

donc : $l = 30 \text{ [mm]}$

5-6 Le volant :

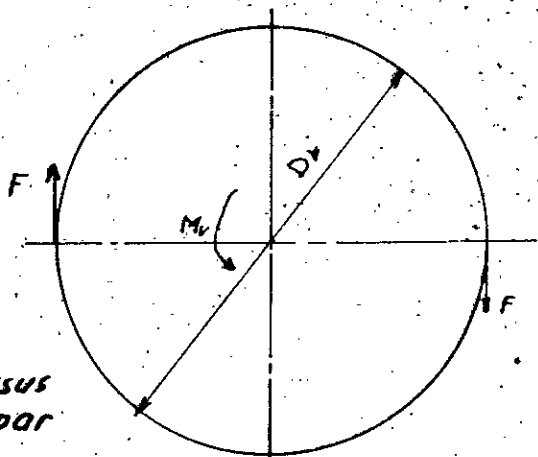
Les volants sont normalisés on ne calcule que le diamètre



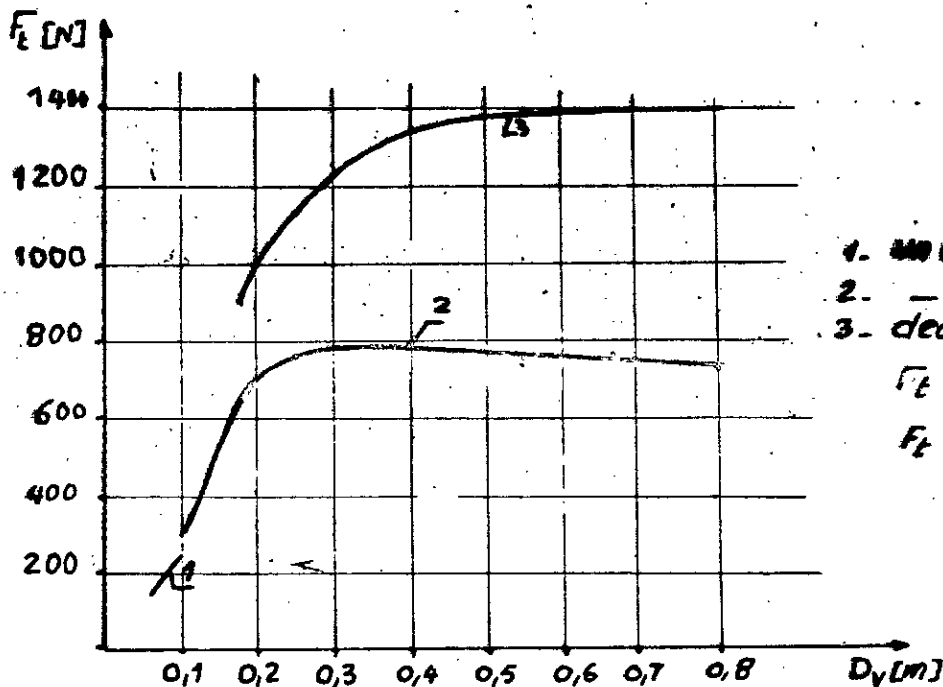
$$F \cdot D_v = M_v$$

$$D_v = \frac{M_v}{F}$$

avec : M_v [N.m] comme ci-dessus
 F [N] effort exercé par chaque main.



F: sera donnée par le graphe suivant:



1. un ouvrier, une main
2. - " - deux mains
3. deux ouvriers (4 mains).

F_t : force totale.

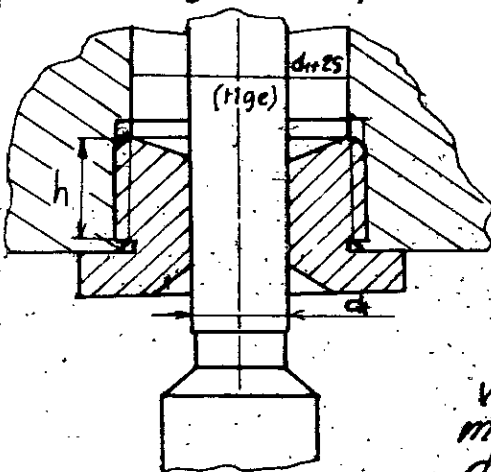
$$F_t = \sum F.$$

Avec: un ouvrier, deux mains $F = 120 \div 780$ [N].

on trouve $D_v = \frac{M_v}{F} = \frac{1858,87}{780} = 2,38$ [m].

- Cette valeur de D_v , étant très grande, ainsi on est ramené, à utiliser les cannelures et réduire l'effort grâce à un réducteur.

5.7 Bague du fond du presse-garniture:



la pression spécifique d'étanchéité au niveau de la surface conique de l'écrou étant déterminée (v. p. 13. et 14).

hauteur du filetage:

on suppose que le presse-garniture est serré par la force: $2 [F_b]$ (v. p. 29) et que la pression du fluide est coupée.

La force chargeante la bague dans le sens vertical: $2F_b$. On adopte un filetage métrique normalisé. on fait des vérifications de la hauteur h .

on adopte $h = 0,030$ [m].

Le profil choisi étant le profil métrique Iso.

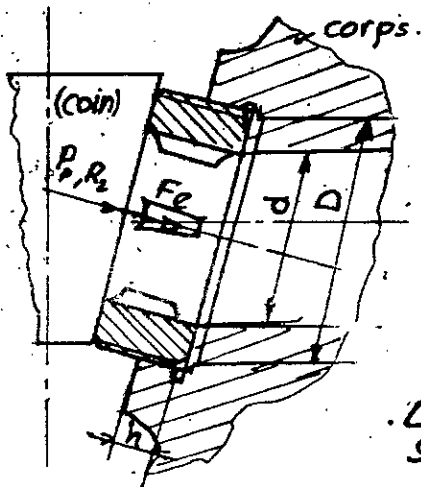
5.8 Bague au dessus de l'écrou:

elle est chargée par Q_{max} (serrage), donc on calcule la hauteur du filetage de la même manière que ci-dessus et au niveau du calcul de la hauteur du filetage de l'écrou.

5.9 Bagues de sièges:

On vérifie la bague la plus chargée (à la sortie).
 on calcule la hauteur h de la même manière que
 ci-dessus.

$$h = 0,033 [m].$$



Nota: La force chargeante la bague
 doit assurer l'étanchéité au fond
 de la bague; donc:

$$F_e = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot q_e [N]$$

avec: D, d en $[m]$ d'après la
 figure.

q_e $[Pa]$ (voir page 14).

Cette force est obtenue pendant le
 serrage de la bague.

$$F_e = \frac{\pi}{4} (0,158^2 - 0,150^2) \cdot 407,93 \cdot 10^5 = 78943,47 [N].$$

$$\sigma_e = \frac{F_e}{S} \quad ; \quad S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 1,935 \cdot 10^{-3} [m^2].$$

donc:

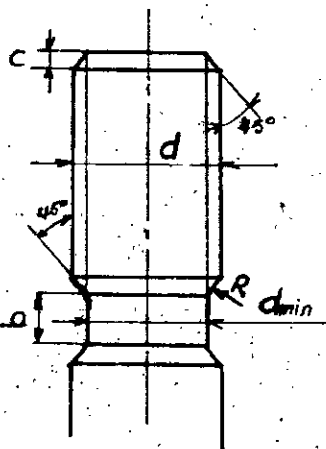
$$\sigma_e = \frac{78.943,47}{1,935 \cdot 10^{-3}} = 407,93 \cdot 10^5 [Pa] < [\sigma_e].$$

$$[\sigma_e] = 540 \cdot 10^5 [Pa].$$

5.10. La Tige:

Le filetage et le diamètre étant choisis, on
 vérifie les contraintes:

La tige est chargée à la torsion par le moment M_t
 et à la compression (traction) par la force Q_{max} .



Paramètres géométriques normalisés
 (filetage Tr)

Pds du filetage	d_{min}	b	R	c
3	$d - 4,2$	5	1,6	2
4	$d - 5,2$	6	1,6	2,5
5	$d - 7$	8	2	3
6	$d - 8$	10	3	3,5
8	$d - 10,2$	12	3	4,5
10	$d - 12,5$	16	3	5,5
12	$d - 14,5$	18	3	6,5

avec: d : diamètre nominal du filetage Tr.

Pendant le desserrage :

Traction :

$$\sigma_t = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi}{4} d_{min}^2} \leq [\sigma_t] : \text{contrainte de traction.}$$

$$\sigma_t = \frac{91306,78}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,030^2} = \frac{1291,72 \cdot 10^5 [Pa]}{1} < [\sigma_t] = 2100 \cdot 10^5 [Pa]$$

Torsion :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W} \leq [\tau_t] : \text{contrainte de torsion.}$$

$$\text{avec: } W = \frac{\pi d_{min}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,03^3}{16} = 0,53 \cdot 10^{-5} [m^3].$$

$$M_t(\text{desser.}) = 1169,97 [N.m] \text{ (v. p. 30).}$$

$$\tau_t = \frac{1169,97}{0,53 \cdot 10^{-5}} = \frac{2207,50 \cdot 10^5 [Pa]}{1}$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \leq [\sigma_i]$$

$$\sigma_i = \sqrt{(1291,72 \cdot 10^5)^2 + 4(2207,5 \cdot 10^5)^2} = 4600,08 \cdot 10^5$$

$[\sigma_t], [\tau_t], [\sigma_i]$ en $[Pa]$; d'après le tableau suivant :
contraintes admissibles (Tige)

Matériaux	$t = 450^\circ C$					$t = 500^\circ C$					
	$[\sigma_c]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_t]$	$[\tau_c]$	$[\sigma_i]$	$[\sigma_c]$	$[\sigma_t]$	$[\tau_t]$	$[\tau_c]$	$[\sigma_i]$	
A48	850	750	500	400	800	-	-	-	-	-	$10^5 [Pa]$
XC35	1300	1150	750	600	1200	1100	950	600	480	1000	
38XM10A	2250	2100	1350	1100	2150	2200	2050	1350	1100	2100	

Pendant le serrage :

Compression :

$$\sigma_c = \frac{Q_{max}}{\frac{\pi}{4} d_{min}^2} \leq [\sigma_c] : \text{contrainte de compression.}$$

$$\sigma_c = \frac{100897,94}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,03^2} = \frac{1121,08 \cdot 10^5 [Pa]}{1} < [\sigma_c] = 2250 \cdot 10^5 Pa.$$

$$\tau_c = \frac{M_t}{\frac{\pi d_{min}^3}{16}} = \frac{921,01}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{16}} = 1737,30 \cdot 10^5 [Pa].$$

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_c^2} = \sqrt{(1121,08 \cdot 10^5)^2 + 4(1737,30 \cdot 10^5)^2} = 3650,98 \cdot 10^5$$

avec: Q_{max}, M_t : calculés pendant le serrage.
 $[\sigma_c], [\tau_t], [\sigma_t]$: d'après le tableau (page: 60).

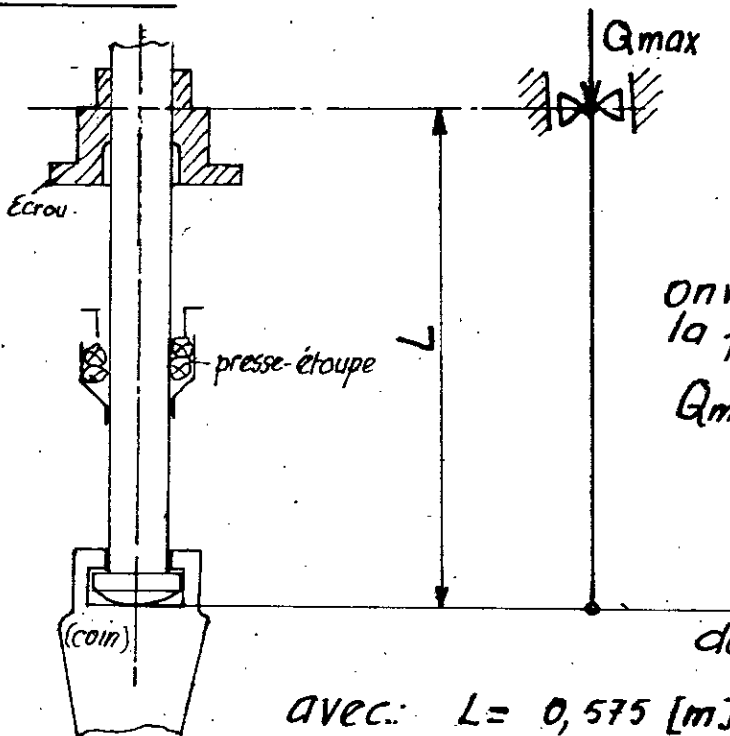
Conclusion:

Dans nos calculs préliminaires de la tige, les valeurs des contraintes de torsion dépassent un peu les contraintes admissibles. Donc, on doit augmenter le diamètre minimal de la tige, par suite les paramètres du filetage trapézoïdal.

avec: $T_4 42 \times 6$, donne des valeurs des contraintes inférieures aux valeurs admissibles.

Flambage:

Schéma:



$$\lambda = \frac{L}{i} = \frac{L}{\frac{d_{min}}{4}}$$

$$\text{Si } \lambda > \lambda' = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

On vérifie le flambage d'après la formule d'Euler:

$$Q_{max} \leq \frac{1}{K} Q' = \frac{1}{K} \sigma' \frac{\pi d_{min}^2}{4}$$

$$\sigma' = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

$$\text{donc: } Q_{max} \leq \frac{1}{K} \frac{\pi^3 E d_{min}^2}{4 \lambda^2}$$

avec: $L = 0,575$ [m]: d'après la figure.

$d_{min} = 0,030$ [m]: diamètre minimal de la tige.

i [m]: rayon de giration $i = \frac{d_{min}}{4}$

λ' : élancement critique

E [Pa]: module d'élasticité. (v. tableau ci-dessus).

σ_p [Pa]: contrainte à la limite de proportionnalité.

Q' [N]: valeur critique de la charge.

$K = 1,25$: coefficient de sécurité.

$$\lambda = \frac{0,575}{\frac{0,03}{4}} = \underline{76,66}$$

$$\lambda' = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \sqrt{\frac{17,5 \cdot 10^{10}}{4100 \cdot 10^7}} = 64,90$$

donc: $\lambda > \lambda'$: le flambage sera vérifié d'après la formule d'Euler.

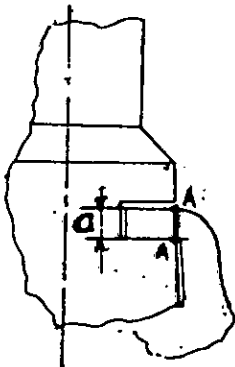
Matériau	t = 450°C			t = 500°C		
	A48	XC35	38XM10A	A48	XC35	38XM10A
E · 10 ¹⁰ [Pa]	15,7	15,7	17,5	-	14,3	17
σ _p · 10 ⁵ [Pa]	1000	1400	4100	-	1200	3900

$$Q_{max} = 100897,94 < \frac{1}{k} \cdot \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_{min}^2}{4 \cdot \lambda^2} = \frac{1}{1,25} \cdot \frac{\pi^3 \cdot 17,5 \cdot 10^{10} \cdot 0,03^2}{4 \cdot 76,66} = \underline{166196,76 \text{ [N]}}$$

donc: Q_{max} < Q' = 166.196,76 [N]

5.11. Le coin :

Section A-A : vérification au cisaillement.



$$\tau_c = \frac{1/2 \cdot Q_{max} \text{ (desser.)}}{S_{cis}}$$

avec: $Q_{max} \text{ (desser.)} = 91306,78 \text{ [N]}$.

$$S_{cis} = a \cdot b \text{ [m}^2\text{]}.$$

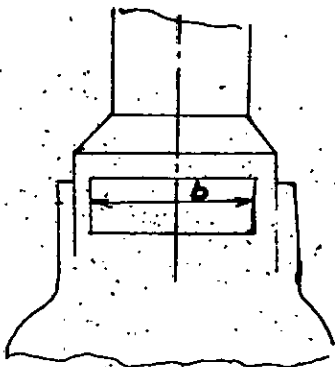
on adopte: $a = 0,016 \text{ [m]}$.

$b = 0,040 \text{ [m]}$.

$$S_{cis} = 0,016 \times 0,040 = 64 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}.$$

$$\tau_c = \frac{1/2 \cdot 91306,78}{64 \cdot 10^{-5}} = \underline{713,33 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}}$$

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



CONCLUSION

L'étude que nous avons faite dans ce projet n'est qu'une simple approche de solution constructive en matière de robinetterie. La variété des conditions d'utilisation telles que la nature, température et pression du fluide exige la mise au point de produits nouveaux.

On s'est limité dans notre étude à la détermination des principaux éléments de l'ensemble et à des vérifications de résistance de certains d'entre eux.

Des modifications peuvent avoir lieu en faisant l'étude complète.

Pour cela, vue l'importance de ce produit dans notre pays, on souhaite qu'il serait utile de reprendre cette étude et l'approfondir en vue d'une réalisation ultérieure.

SOMMAIRE

1. Introduction	1
2. Généralités	
Description:	2
2.1 Réalisations diverses	3
2.2 Vanne à coin	4
3. Choix des paramètres normalisés	
choix des brides de raccordements	5
3.1 calcul des efforts au niveau des bagues d'obturation	7
3.2 Choix du matériau	8
3.3 fonctionnement de la vanne	8
3.4 le poids propre du coin	10
3.5 Influence de la température du fluide et détermination des données initiales	10
3.6 Efforts chargeant la tige	13
3.7 déplacement du coin	15
3.8 Serrage du coin	18
3.8.1 étanchéité garantie sur un des sièges	18
3.8.2 étanchéité garantie sur les deux sièges	21
3.9 desserrage du coin	22
3.9.1 étanchéité garantie sur un des sièges	22
3.9.2 étanchéité garantie sur les deux sièges	24
3.10 Détermination des formes constructives de la tige, du presse-étoupe, de l'écrou et du corps	25
4. Construction	
4.1 construction de la tige	26
4.2 choix du filetage trapézoïdal	27
4.3 choix du presse-étoupe	28
4.4 Calcul des moments	30
4.5 Paramètres du filetage trapézoïdal	32
4.6 Calcul de la hauteur du filetage trapézoïdal	32
4.6 Forme constructive du corps	35
5. Calcul à la résistance	
5.1 le corps	40
5.2 le couvercle	48
5.3 l'arcade	50
5.4 chapeau du presse-garniture	54
5.5 l'écrou	55
5.6 le volant	57
5.7 Bague du fond du presse-garniture	58
5.9 Bague de siège	59
5.10 la tige	59
5.11 le coin	62

BIBLIOGRAPHIE

1. D^r GOUREVITCH.D.F; Calcul et construction du Robinet.
3^e édition.
Edition Machino-stroenie
Moscou 1964. (830 pages, 460 fig.).
2. D^r ATCHERKAN.N.S; Eléments des machines
Edition : Machino-stroenie.
Moscou 1968
3. D^r Cristov; calcul et construction des éléments
de machines
Edition : technica
Sofia 1972
4. D^r DYMTCHEV.G; Guide d'éléments de machines
Edition : VMEI Lenine
Sofia 1977.
5. G. LENORMAND; Construction Mécanique.
éléments de technologie.
Edition: Foucher tomes:1,4.
Paris 1969
6. Cours CM4 (M^{es} PIERROZAK, SPIRIDONOV)
7. Jacques Muller; Formulaire technique de
Mécanique générale.
imprimerie F. Paillart
Abbeville 1972.

Toujours...

Toujours apprendre et s'instruire,
pour toujours mieux vivre,
afin de toujours mieux vivre
avec un cœur et un esprit élevés
en vue de contribuer à améliorer
le bien-être de ses contemporains,
meilleur moyen d'assurer une bonne entente
et la paix universelle.

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَأَنْزَلْنَا الْقُرْآنَ فِيهِ بَيِّنَاتٌ لِقَوْمٍ يَعْلَمُونَ
وَمَنَافِعُ لِلنَّاسِ وَلِنُظَاهِرَ لَهُمُ
مِنَ يُنصِرَهُمْ وَرَسُولَهُ بِالْغَيْبِ إِذْ
لَمْ يَلْقَهُمْ سَابِقًا بِاللَّيْلِ وَالنَّهَارِ
يُخَوِّفُهُمْ سَبْعًا مِّنْ قَبْلِ يَوْمِ تَأْتِي السَّمَاءُ
بِغُيْمٍ مِّنْ سَافِرٍ

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ . ٦

