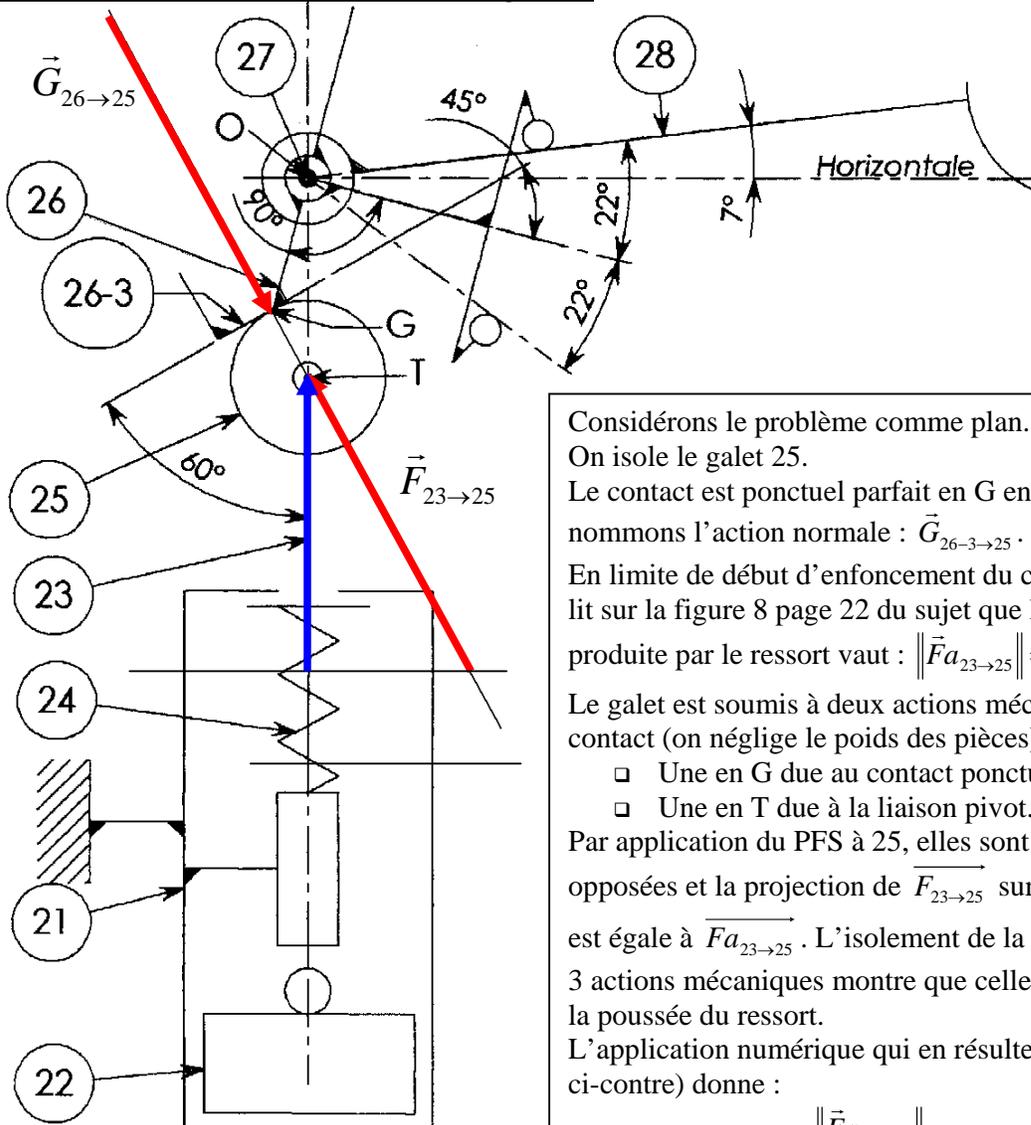


ÉTUDE D'UNE POMPE DE RELEVAGE SUBMERSIBLE

R1 – Détermination des efforts exercés sur le galet 25



Considérons le problème comme plan.

On isole le galet 25.

Le contact est ponctuel parfait en G entre 26-3 et 25, nommons l'action normale : $\vec{G}_{26-3 \rightarrow 25}$.

En limite de début d'enfoncement du contacteur, on lit sur la figure 8 page 22 du sujet que la force axiale produite par le ressort vaut : $\|\vec{F}a_{23 \rightarrow 25}\| = 4N$.

Le galet est soumis à deux actions mécaniques de contact (on néglige le poids des pièces) :

- Une en G due au contact ponctuel
- Une en T due à la liaison pivot.

Par application du PFS à 25, elles sont égales et opposées et la projection de $\vec{F}_{23 \rightarrow 25}$ sur la verticale est égale à $\vec{F}a_{23 \rightarrow 25}$. L'isolement de la tige soumise à 3 actions mécaniques montre que celle-ci est égale à la poussée du ressort.

L'application numérique qui en résulte (voir schéma ci-contre) donne :

$$\|\vec{F}_{23 \rightarrow 25}\| = \|\vec{G}_{26 \rightarrow 25}\| = \frac{\|\vec{F}a_{23 \rightarrow 25}\|}{\cos 30^\circ} = 4,62N$$

Remarque : Ce résultat était à mesurer sur le dessin en tenant compte de l'échelle proposé.

Remarque 2 : On pouvait bien sur, détailler beaucoup plus le raisonnement qui permettait d'obtenir les actions mises en jeu au niveau du galet, mais vu le nombre de questions auxquelles il fallait répondre, et la simplicité de celle-ci, je crois que l'on ne peut pas se permettre de perdre un temps précieux à démontrer ce qui est trivial.

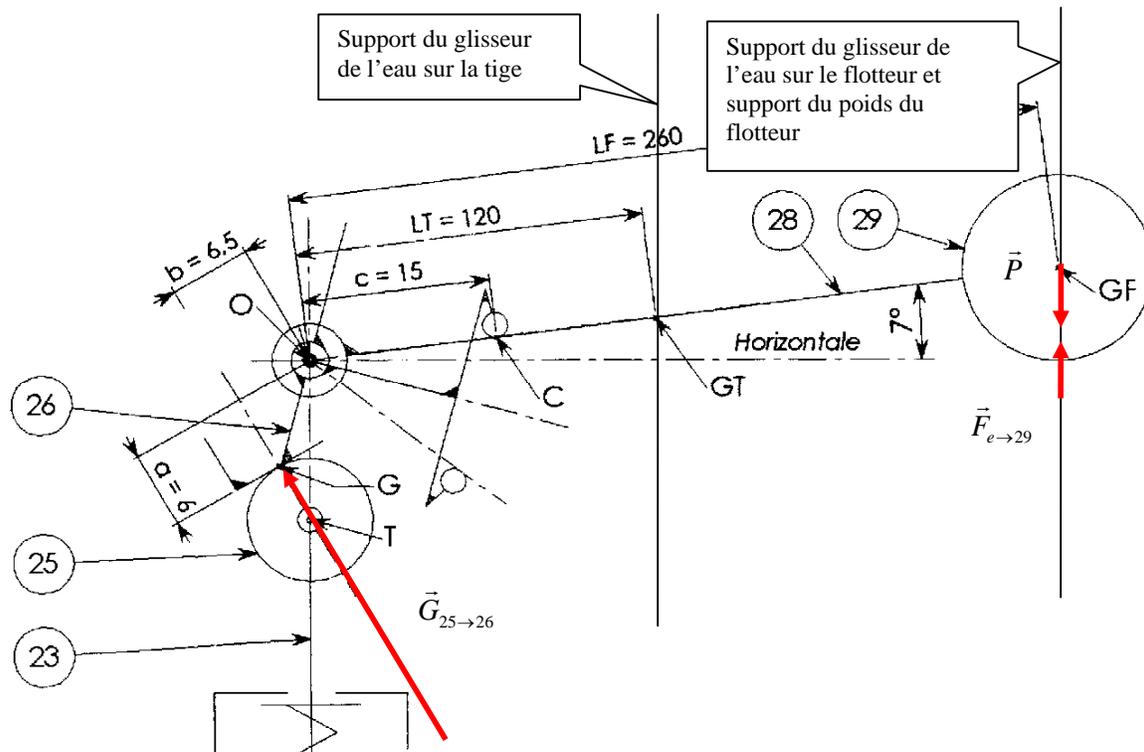
R2 – Effort de l'eau sur le flotteur 29

- Le problème est considéré comme plan.
- La poussée de l'eau sur la tige et son poids s'annulent.

On étudie l'équilibre du système $E=\{26,28,29\}$ en liaison pivot autour de O.

On applique le PFS à E en O. Une équation de moment en O donne la poussée de l'eau

Voir schéma page suivante.



$$\vec{M}_{\vec{F}_{25 \rightarrow 26}}^O + \vec{M}_{\vec{F}_{10 \rightarrow E}}^O + \vec{M}_{\vec{F}_{e \rightarrow 29}}^O + \vec{M}_{\vec{P}}^O = \vec{0} \text{ avec } P = \rho.V.g = 0,2.1.0,2^2.\pi.0,8.10 = 0,2N$$

Le deuxième terme est nul puisque cette action passe par O, axe central de la liaison pivot E/10.

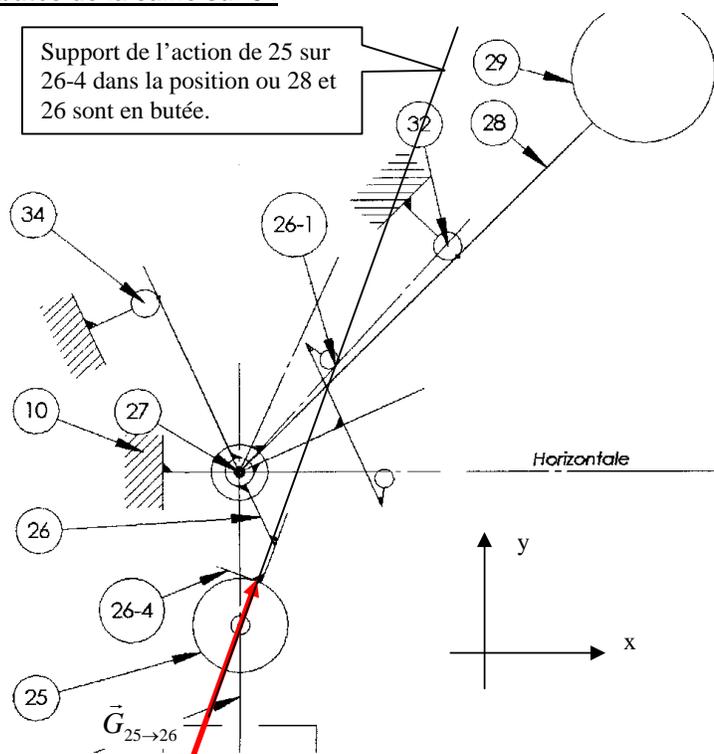
L'application numérique donne :

$-4,62.6,5 + (F_{e \rightarrow 29} - 0,2).260.\cos 7^\circ = 0$, en remarquant que le cosinus de 7° est très voisin de 1, on peut écrire :

$$F_{e \rightarrow 29} = \frac{4,62.6,5}{260} + 0,2 = 0,32N$$

R3 – Décollement du contact (26-1) et mise en butée de la came sur 34

Quand la tige vient en butée sur 32, l'action de 25 sur 26 est telle que le moment en O de celle-ci devient positif (voir repère de référence sur la figure). L'action de 28, désormais immobile en butée sur 32 n'agit plus sur 26 qui, soumis à la seule force du galet, devenue motrice, pousse celui-ci sur la butée 34.



R4 – Fonctionnement du système lors de la descente de l'eau

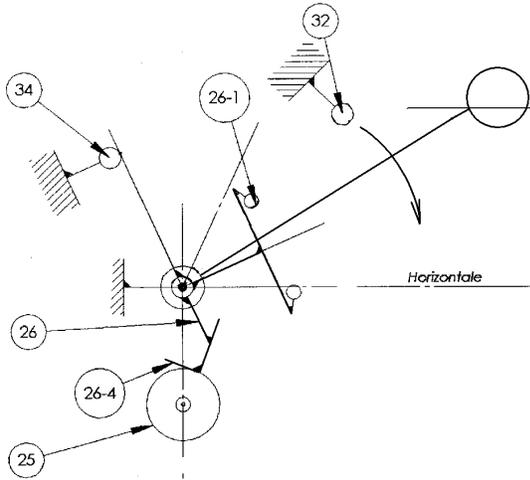


Figure 1 : la pompe fonctionne encore alors que l'eau a commencé à baisser

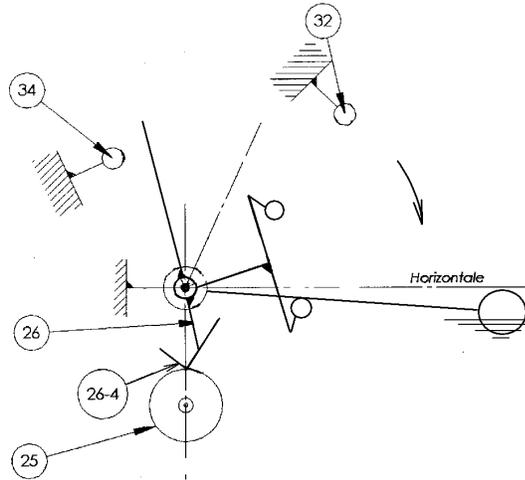


Figure 2 : On vient d'atteindre le point critique et la pompe va bientôt s'arrêter.

Partant de la position flotteur en butée (schéma du cadre R3), levier du contacteur en butée sur 34. Cette position est stable et la pompe est en action. Si le niveau de l'eau baisse (voir figure 1), le contact reste actionné pendant la descente du flotteur. Quand le flotteur approche de sa position basse en butée sur 31, il atteint d'abord la butée 26-2 et l'entraîne dans sa descente. Une fois atteint le point de basculement de 26-4 sur 25 (intersection des deux rampes rectilignes), le petit levier 26 pivote brutalement et libère le contact qui coupe l'alimentation du moteur (voir position critique sur la figure 2). *En ce qui concerne la dernière question, nous sommes très intéressés de savoir à quel phénomène physique pense le rédacteur du sujet (l'hystérésis ?? qui n'est pas un phénomène physique).*

R5a – Effort exercé par l'eau sur le flotteur

La poussée de l'eau sur le flotteur est égale à la poussée d'Archimède.

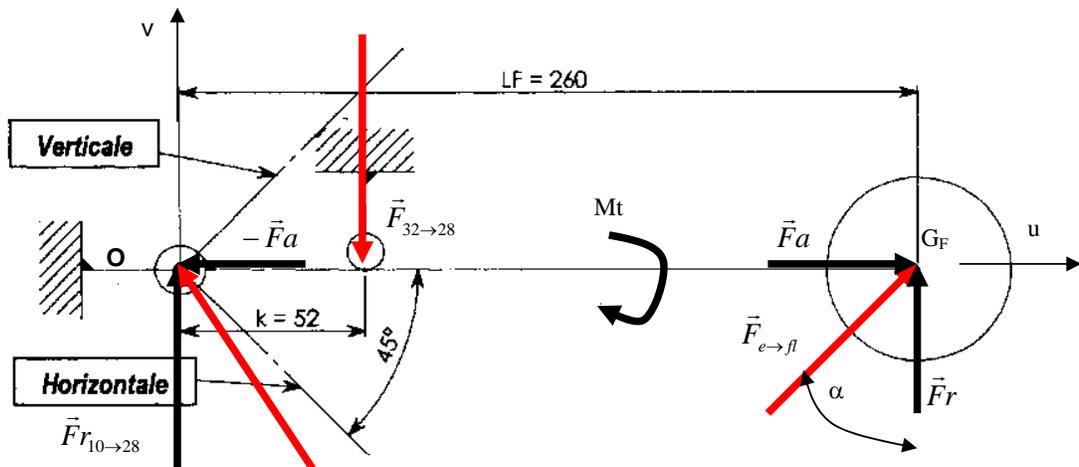
$$\|\vec{F}_{e \rightarrow fl}\| = m_{eaudéplacée} \cdot g = V_{eaudéplacée} \cdot \rho_{eau} \cdot g = V_{flotteur} \cdot \rho_{eau} \cdot g = \frac{\Pi \cdot D_F^2 \cdot H_F \cdot \rho_{eau} \cdot g}{4}$$

R5b – Sollicitations dans la tige 28 du levier

Hypothèses :

- On néglige les masses propres des solides.
- On considère que les efforts de l'eau sur la tige sont négligeables devant ceux agissant sur le flotteur, d'autant que sa masse volumique est la même que celle de l'eau.

Bilan des actions sur la tige du flotteur :



Une étude statique de la tige fait apparaître les efforts suivants :

- L'effort de l'eau sur le flotteur qui est communiqué à la tige lié en son centre de gravité. Cet effort peut se décomposer en deux actions (voir schéma ci-dessus) F_a , la charge axiale sur la tige et F_r , la charge radiale. Ces deux efforts ne sont pas dans le plan (\vec{u}, \vec{v}) contenant la tige et ont donc plusieurs moments par rapport aux axes de la tige.
- L'effort de la butée 32 sur la tige qui est dans le plan (\vec{u}, \vec{v}) appliqué au point de contact que nous nommerons K, situé tel que $\vec{OK} = k\vec{u}$. La liaison étant supposé ponctuelle, l'action appliqué en K est telle que $\vec{F}_{32 \rightarrow 28}$ est porté par $(-\vec{v})$.
- Les actions transmises à la tige par la liaison pivot en O dont le torseur peut s'écrire :

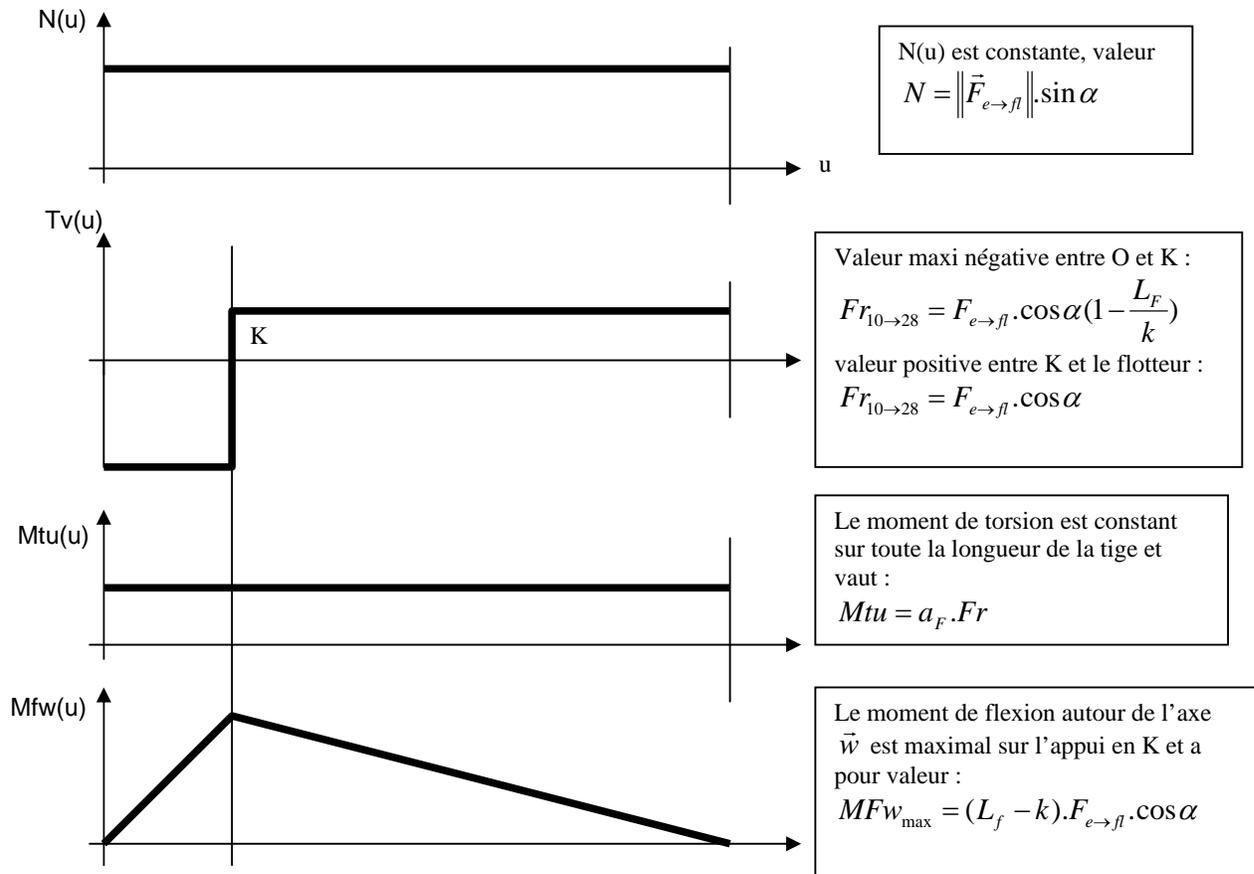
$$\{T_{10 \rightarrow 28}\}_O = \begin{bmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & 0 \end{bmatrix}_{(\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})}$$

Dans ces conditions la structure est spatiale et la force de l'eau sur le flotteur a pour conséquence que les sollicitations suivantes existent sur la tige :

- Un effort normal N à cause de l'effort F_a ,
- Un effort tranchant T à cause de l'action F_r ,
- Un moment de torsion M_t à cause du moment de F_r par rapport à l'axe (O, \vec{u}) ,
- Un moment de flexion dans le plan (\vec{u}, \vec{v}) à cause du moment fléchissant de F_r ,
- Un moment de flexion dans le plan (\vec{u}, \vec{w}) à cause du moment fléchissant de F_a par rapport à (O, \vec{v}) .

Étant donné l'espace proposé pour en faire l'analyse, les quatre lignes proposés dans le cadre R5b qui limite l'étude à quatre sollicitations maximum, je pense que l'on peut négliger (ou en tous cas ne pas traiter) la flexion dans le plan (\vec{u}, \vec{w}) , le bras de levier étant faible.

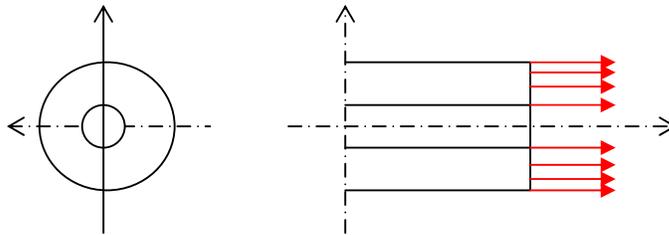
On obtient donc les diagrammes des sollicitations suivant, dans la tige de longueur L_f , on notera « u », la position de la section d'étude du torseur de cohésion dans la tige en équilibre:



Remarque : A mon sens le sujet est ici trop flou. Le schéma plan proposé dans le cadre R5b ne permettait pas de rendre compte clairement des efforts transmis par la poussée d'Archimède sur le flotteur à la tige. Les hypothèses de calcul n'étaient pas cadrés, d'autant que les données, surabondantes, ne simplifiaient pas l'analyse. L'étude doit être menée en littéral, sans référentiel et cela devait prendre beaucoup de temps. Je pense que la portée de la question a été insuffisamment mesurée.

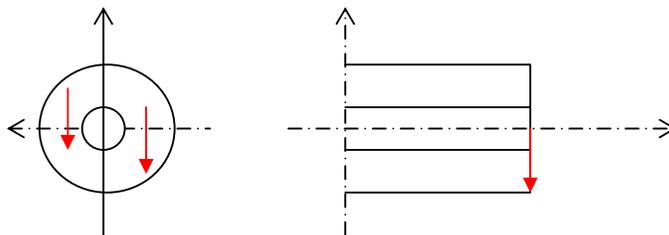
R6 – Répartition des contraintes

Remarque : Je ne vois pas vraiment ce que désire l'auteur. Il indique dans son cadre R6 : « toutes les cases ne sont pas forcément utiles », et il les nomme sollicitation 1,2, etc. Si il désire les contraintes par sollicitation, les 4 cadres seront utiles puisqu'il a déjà défini 4 sollicitations dans son cadre précédent, ou alors il désire que l'on applique le principe de superposition, deux cases suffiront, mais ce ne sera pas par sollicitation.



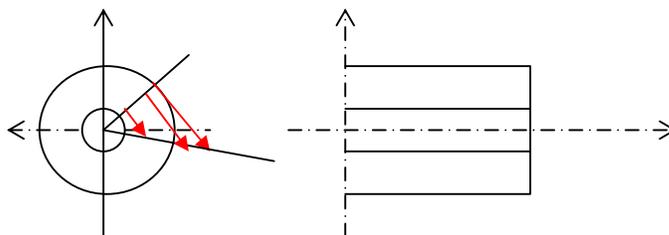
Traction : contraintes normales
 Contraintes identiques en tout point de la section droite définie par (u) et ce, quel que soit (u) :

$$\sigma_t(u) = \frac{N}{S} = \frac{F_{e \rightarrow fl} \cdot \cos \alpha}{\frac{\pi}{4} [De^2 - (De - 2e)^2]}$$



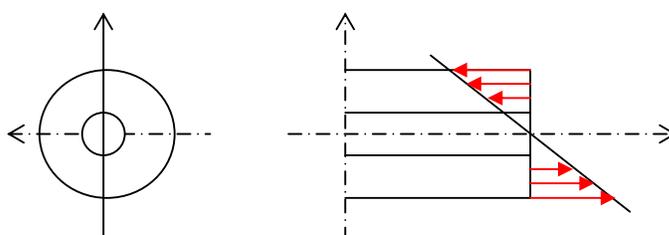
Cisaillement : contraintes tangentielles identiques en tout point de la section droite définie par (u) :

$$\tau(u) = \frac{T_v(u)}{S} = \frac{T_v(u)}{\frac{\pi}{4} [De^2 - (De - 2e)^2]}$$



Torsion : contraintes tangentielles identiques sur la longueur d'une fibre de la poutre, mais variables en fonction du rayon de la fibre à la ligne moyenne :

$$\tau_{\max} = \frac{Mtu}{\frac{2 \cdot I_o}{De}} = \frac{Mtu}{\frac{\pi(De^4 - (De - 2e)^4)}{16 \cdot De}}$$



Flexion : contraintes normales fonction de la position de la section d'étude (u) et de la position de la fibre par rapport à la ligne moyenne :

$$\sigma_{\max} = \frac{Mfw_{\max}}{\frac{2 \cdot I_{ww}}{De}} = \frac{Mfw_{\max}}{\frac{2 \cdot (De^4 - (De - 2e)^4)}{64 \cdot De}}$$

R7 – Matériau proposé

Famille : Acier fortement allié, moulé et inoxydable (teneur en chrome supérieure à 12%)

Constituants et teneur :

- Carbone 0,05%
- Chrome 13%
- Nickel 4%
- Molybdène <1%

R8 – Durée de vie probable du roulement soumis à la charge axiale

Bilan des actions sur l'arbre

- $F_R = 140N$
- $P_T = M_T \cdot g = 4 \cdot 10 = 40N$
- $F_l = M_R \cdot \omega_R^2 \cdot e = 3 \cdot \left[\frac{\pi \cdot 3000}{30} \right]^2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 3 \cdot 10^5 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 60N$

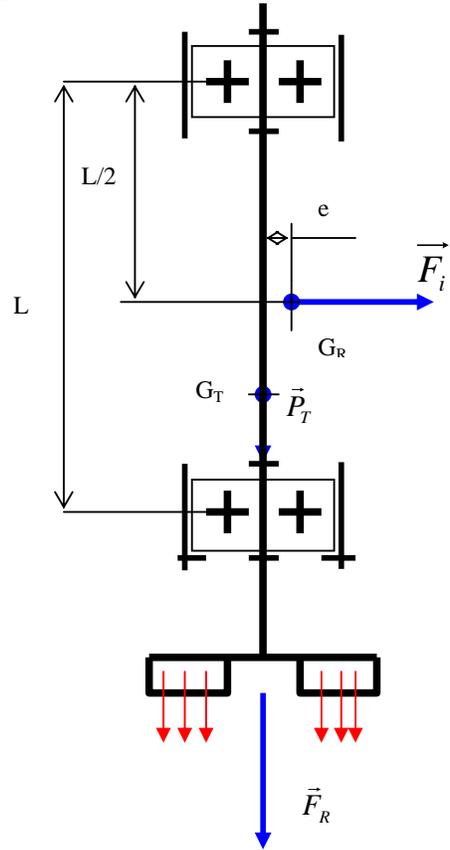
le roulement le plus chargé supportera donc une charge radiale de 30N (la moitié de F_l puisque G_R est à $L/2$) et une charge axiale de 180N.

$$L(10^6 \text{ tours}) = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left[\frac{6000}{X \cdot F_r + Y \cdot F_a} \right]^3 = \left[\frac{6000}{(0,6 \cdot 30) + (2 \cdot 180)} \right]^3$$

car $\frac{F_a}{C_o} = 0,06$ et en se plaçant dans le cas le plus défavorable :

$$X = 0,6 \text{ et } Y = 2$$

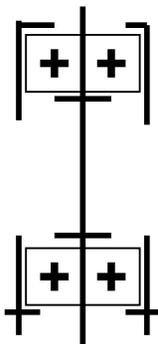
$$\Rightarrow L = 16^3 = 4096 \cdot 10^6 \text{ tours} \Rightarrow H = 22000 \text{ heures}$$



R9 – Tolérances des portées des deux roulements

Portée tolérancée	Arbre	Logement
Roulement supérieur	h7	N7
Roulement inférieur	h7	N7

R10 – Schéma technologique du guidage



R11 – Choix des arrêts axiaux

Ce montage en deux rotules unilatérales permet de régler facilement le jeu axial et d'accéder simplement au rotor du moteur par démontage de flasque supérieur. *Les hypothèses demandaient l'immobilisation en translation par un seul des deux roulements : Je ne vois pas pratiquement comment on pouvait réaliser cela techniquement dans de bonnes conditions technologiques. Il aurait fallu suspendre l'arbre par le roulement du haut dans un boîtier... jamais vu chez les fabricants !*

R12a – Dispositif d'étanchéité proposé : cahier des charges

Critères de choix	Niveaux
Entrée d'eau dans le moteur	aucune
Durée minimale du dispositif	2000h
Étanchéité statique	Pression maximale absolue= 2 bars
Étanchéité dynamique	N supporté= 3000 tours/minute

R12b – Dispositif d'étanchéité proposé : composant

- ❑ le composant proposé est du type : joint plan dit « à glace », également appelé garniture mécanique tournante.
- ❑ Principe de fonctionnement : la bague en graphite, est serrée sur l'arbre et donc tournante. Elle frotte sur une glace, plane en alumine qui est fixe et étanche dans le bâti. Un petit ressort plaque la bague en graphite contre la glace en alumine. Cela permet de garantir l'étanchéité et éventuellement d'absorber un léger débattement axial.
- ❑ Domaine d'application : pompes, arbres de transmission.

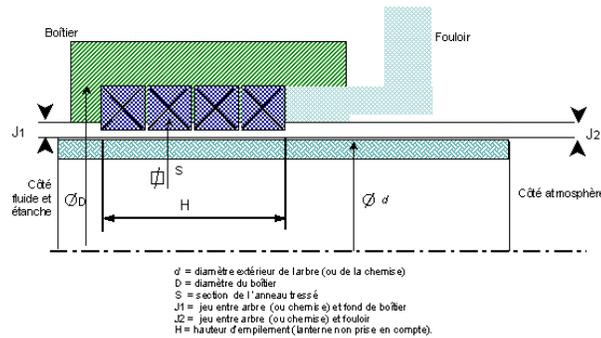
R12c – Autres solutions

- ❑ Joint radial à lèvre.



- ❑ Presse étoupe :

PRESSE-ÉTOUFFE: REPRÉSENTATION ET NOTATION



R13a – Étanchéité statique – principes d'action

1. déformation élastique des deux pièces sous l'action d'une force normale importante (étanchéité directe)
2. interposition d'un joint comprimé ou non, fait de papier, métal, liège, élastomère ou autres matériaux.

R13b – Étanchéité statique – solutions

1. étanchéité des raccords rapides par olive déformable sur les canalisations d'eau sous pression.
2. joints métallo-plastiques pour les culasses d'automobile ou joint en papier pour les couvercles de pompe à eau.

R14 – Justification du procédé choisi

Le moulage en moule non permanent à modèle permanent est adapté ici car il s'agit d'une petite série. Il est peu coûteux car l'outillage est simple.

R15 – Nuance d'alliage léger d'aluminium

A – S 10 G (réf. GDI 2001)
EN AB-4420 [Al Si 10 Mg] (réf. GDI 2002)

R16 – Direction de moulage – justification du choix

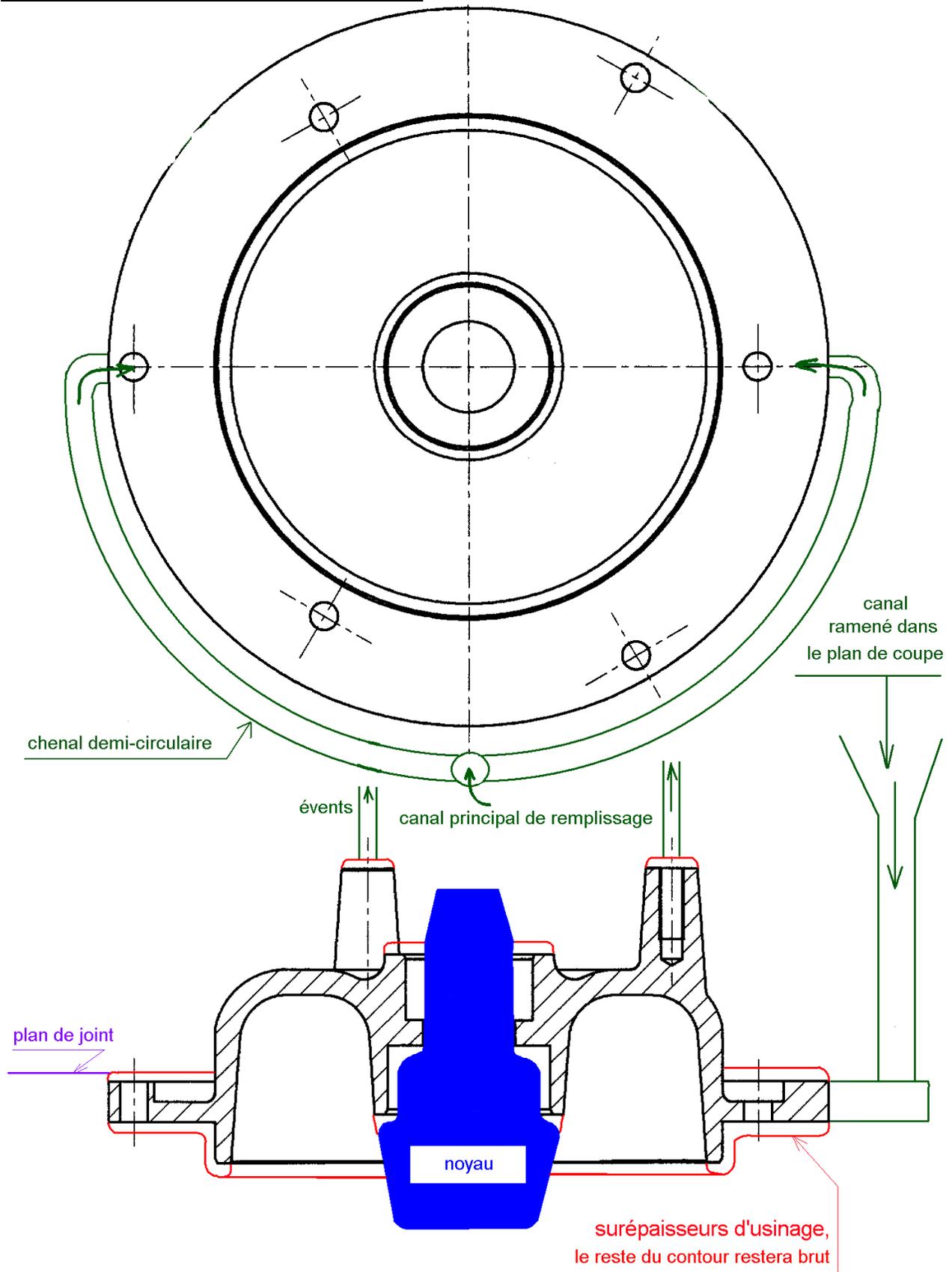
Le moulage suivant l'axe de symétrie de la pièce permet de :

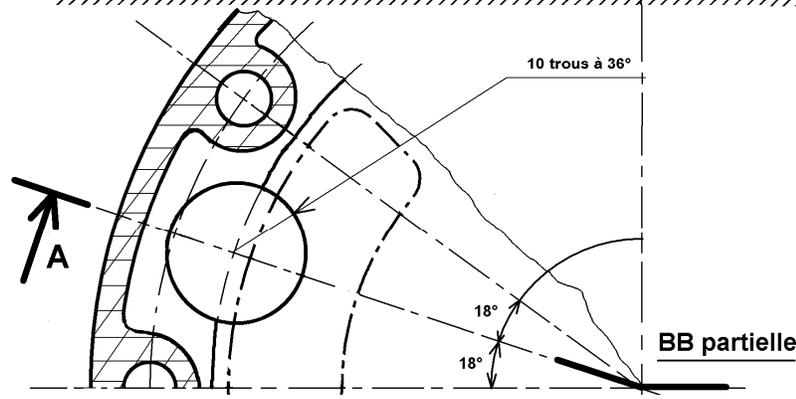
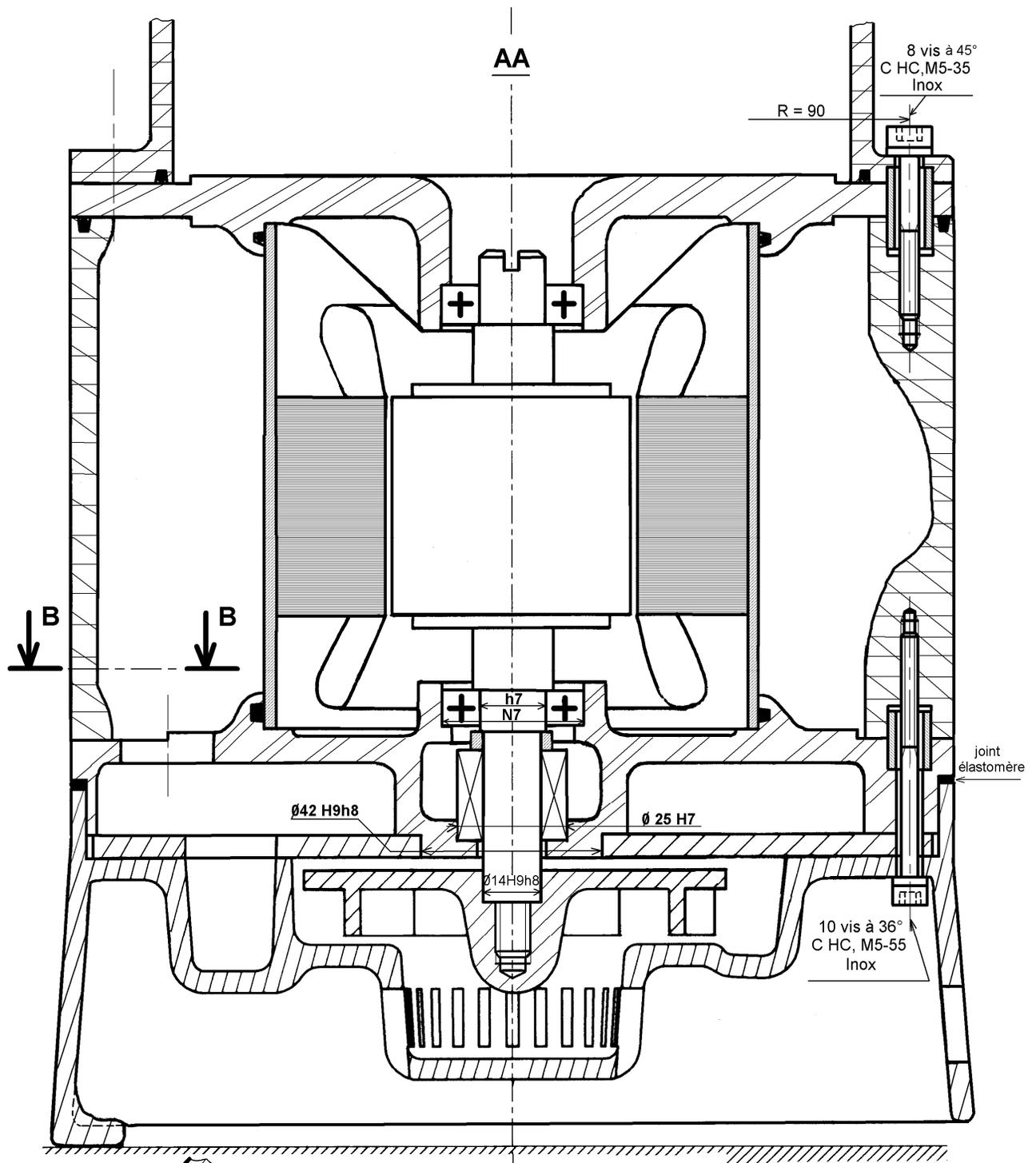
- ❑ rendre simple le moulage et le démoulage,
- ❑ minimiser le nombre de joints, ici un,
- ❑ minimiser le nombre de noyaux et de simplifier leur fixation,
- ❑ d'avoir un remplissage et une alimentation optimale (symétrie)

R17 – Sens de moulage – justification du choix

De manière à placer en position inférieure les surfaces requérant la meilleure qualité, on choisira de placer la face d'appui du flasque vers le bas (Face D sur le plan). D'autre part avec ce choix, le noyau 1 sera plus stable (voir R18).

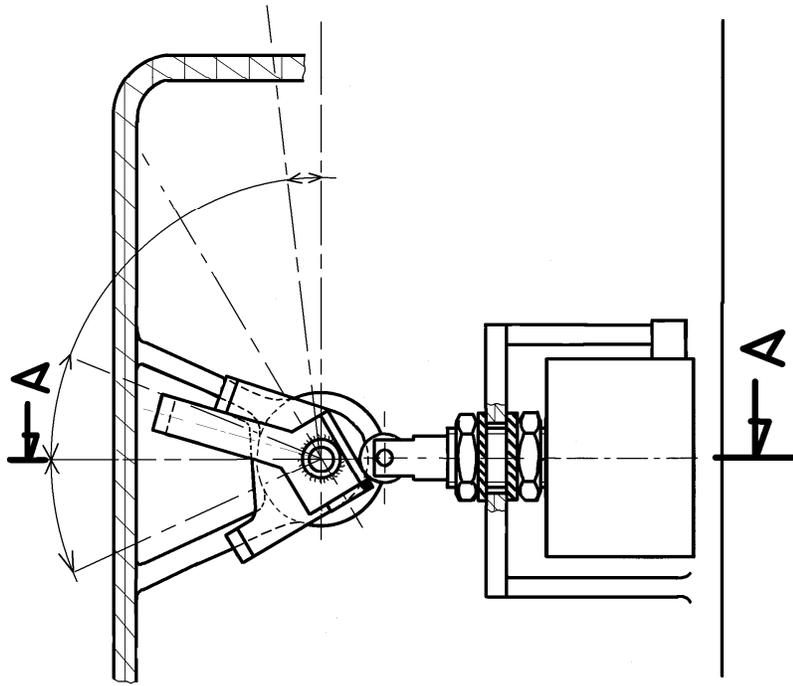
R18 et 19– Moulage et système de remplissage



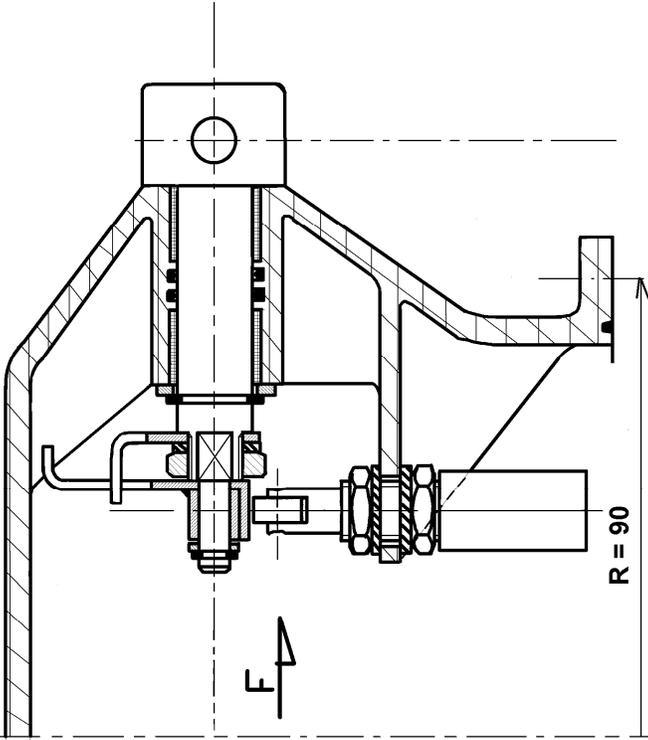


CALQUE 1

Echelle 1:1

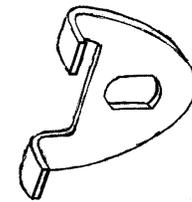


AA (capteur non coupé et formes du basculeur et de la came ramenées dans le plan de coupe)

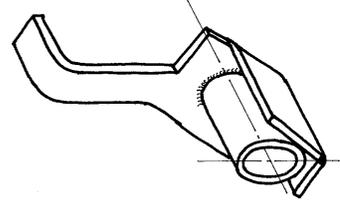


R = 90

Vue F (fixations de la came démontées)



Basculeur d'entrainement
(lié au flotteur)



Détail de
la came

CALQUE 2