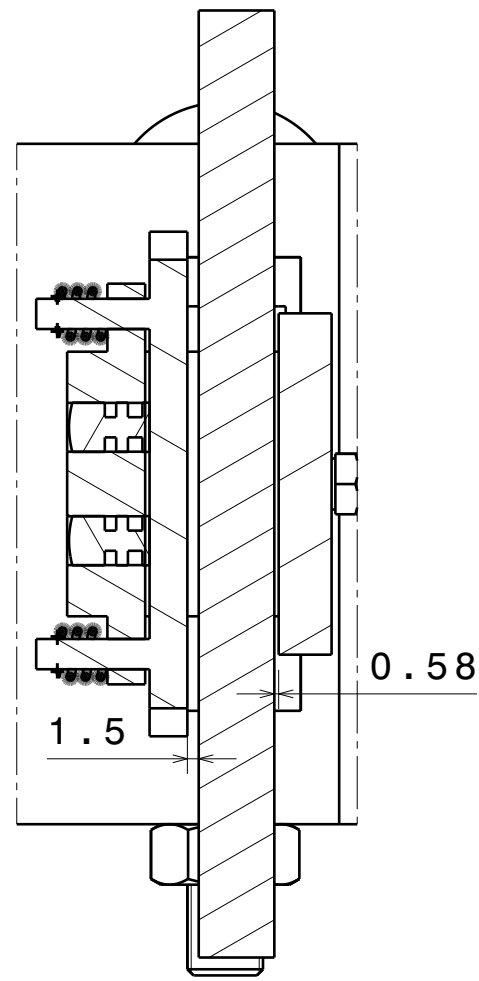
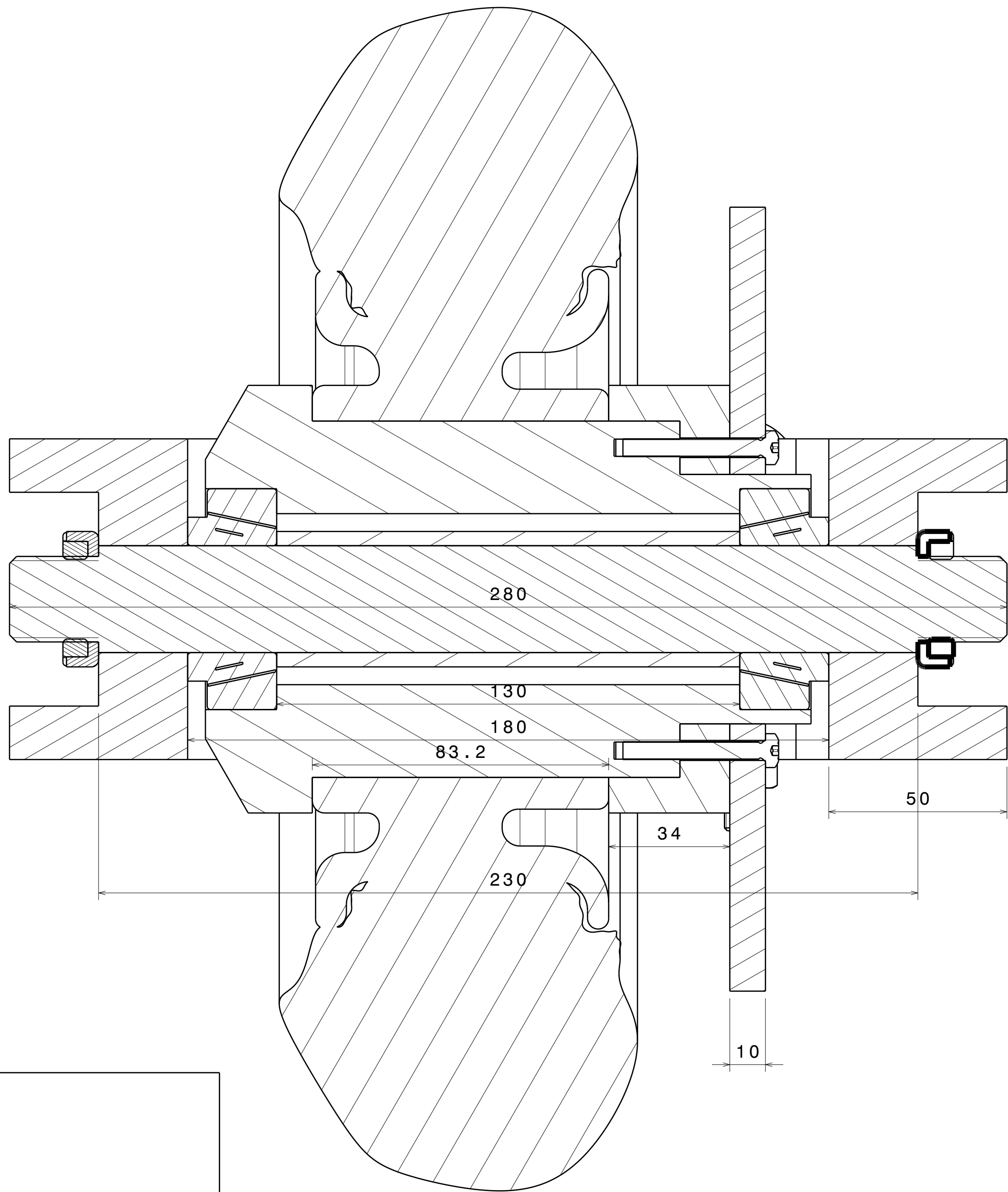
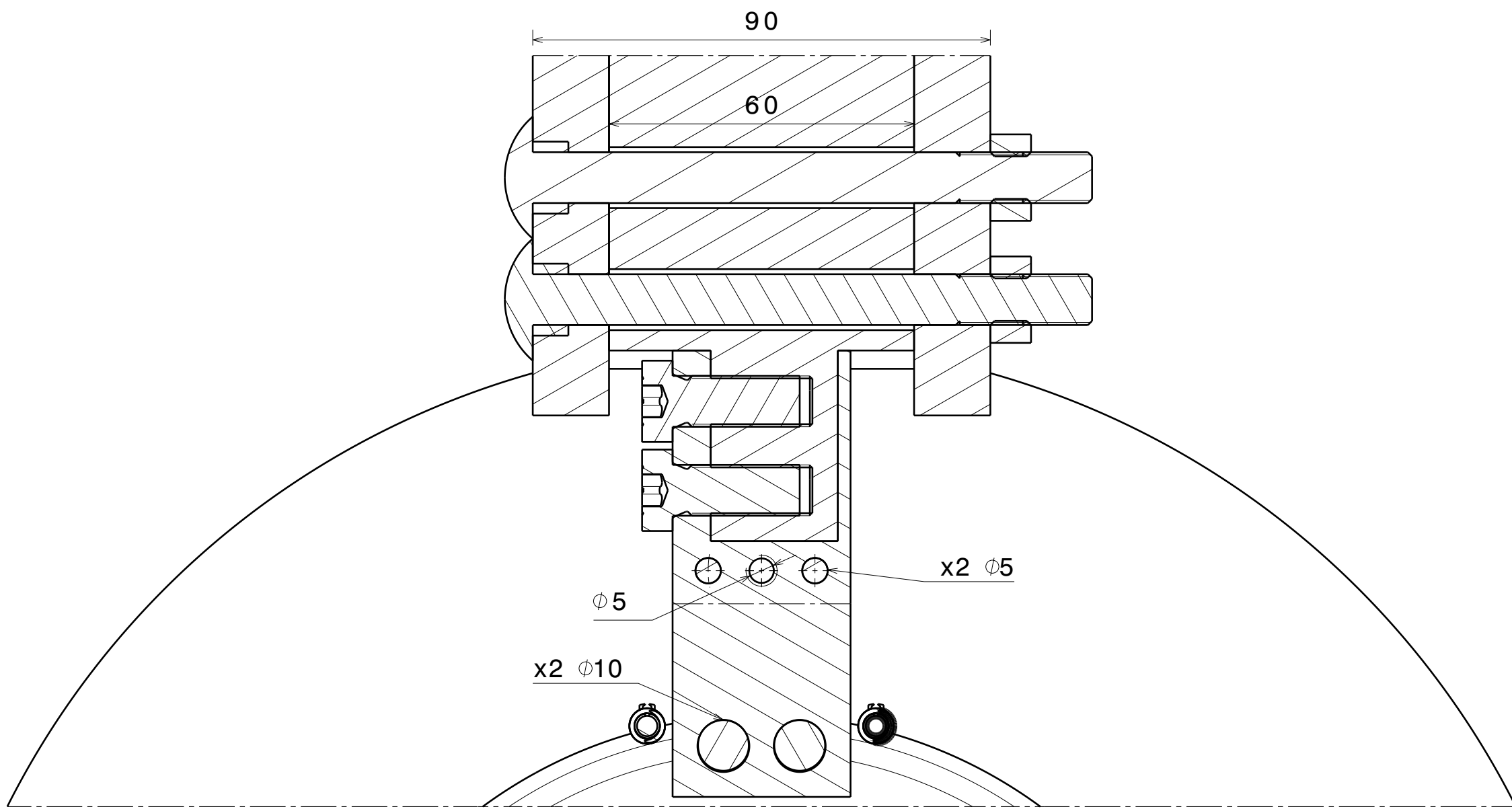




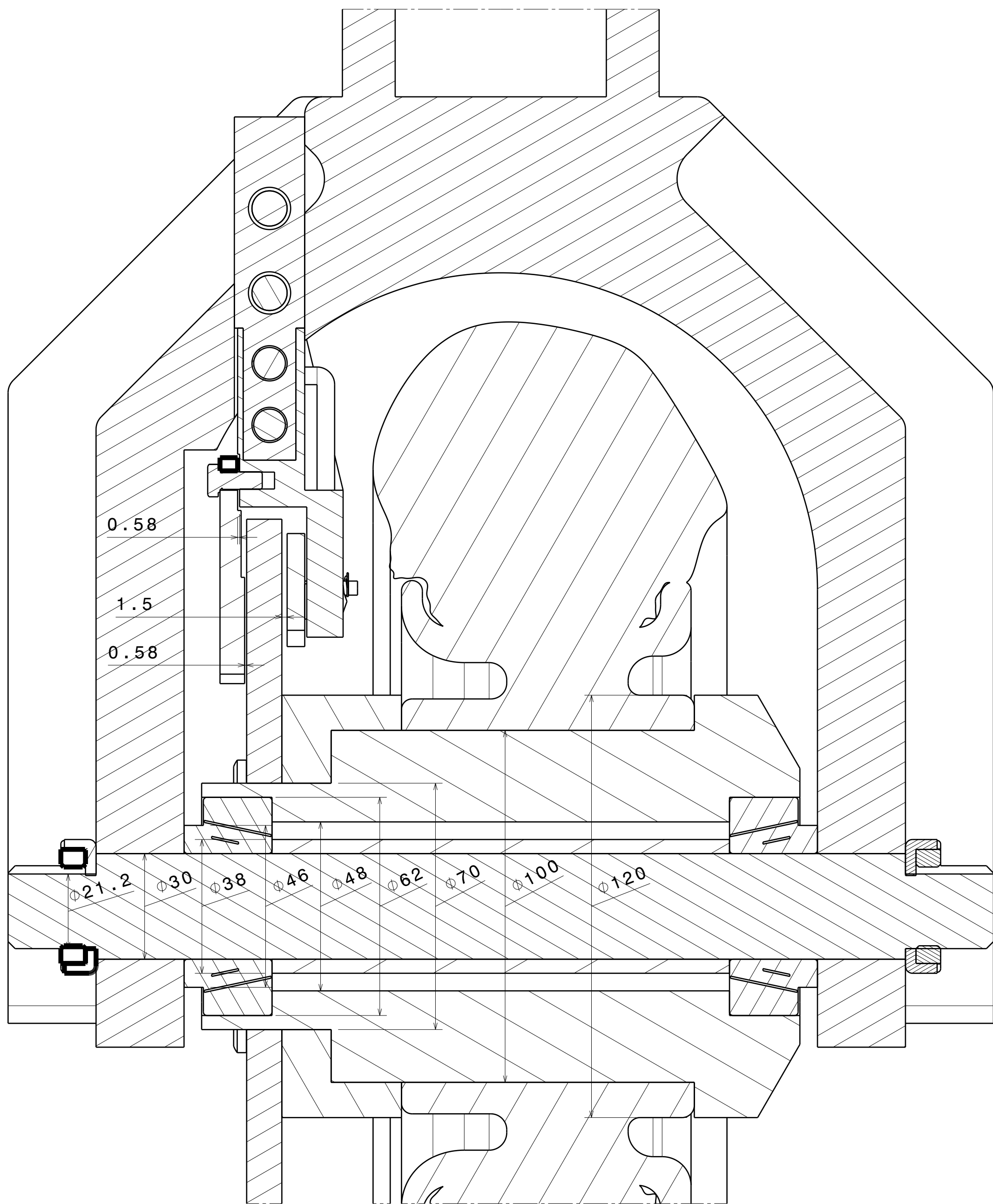
Coupe A-A
Echelle : 1:1



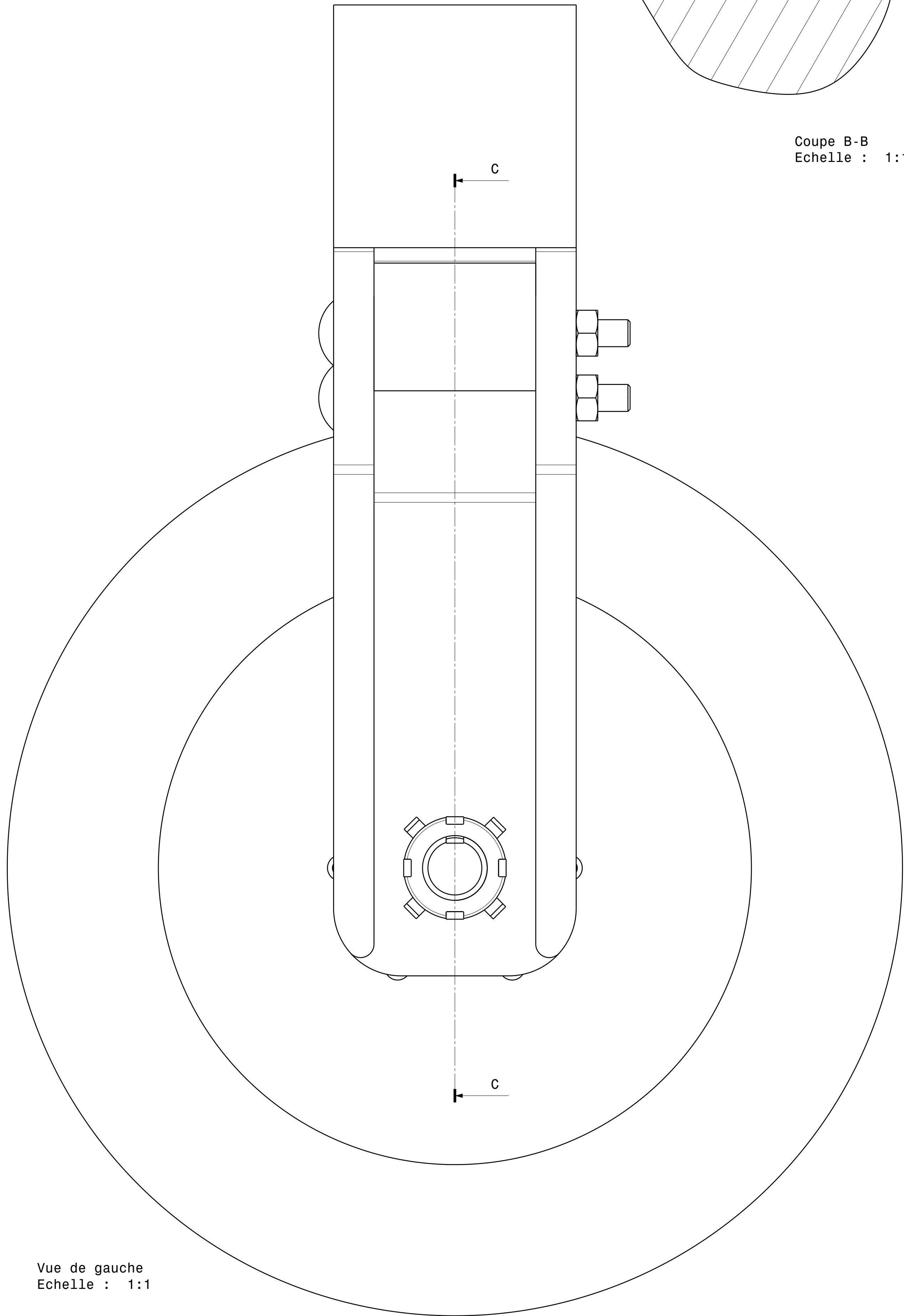
Coupe B-B
Echelle : 1:1



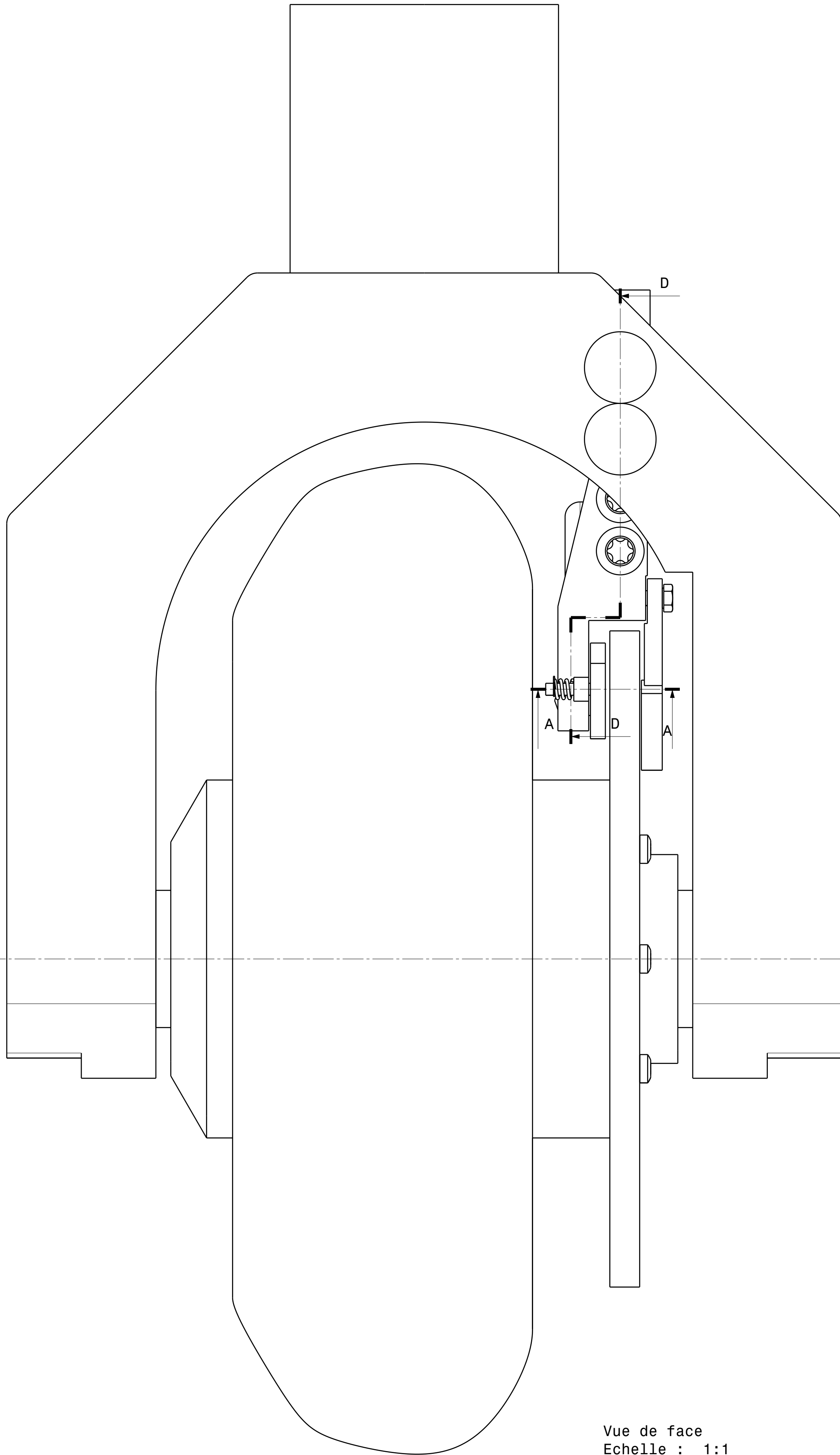
Coupe D-D
Echelle : 1:1



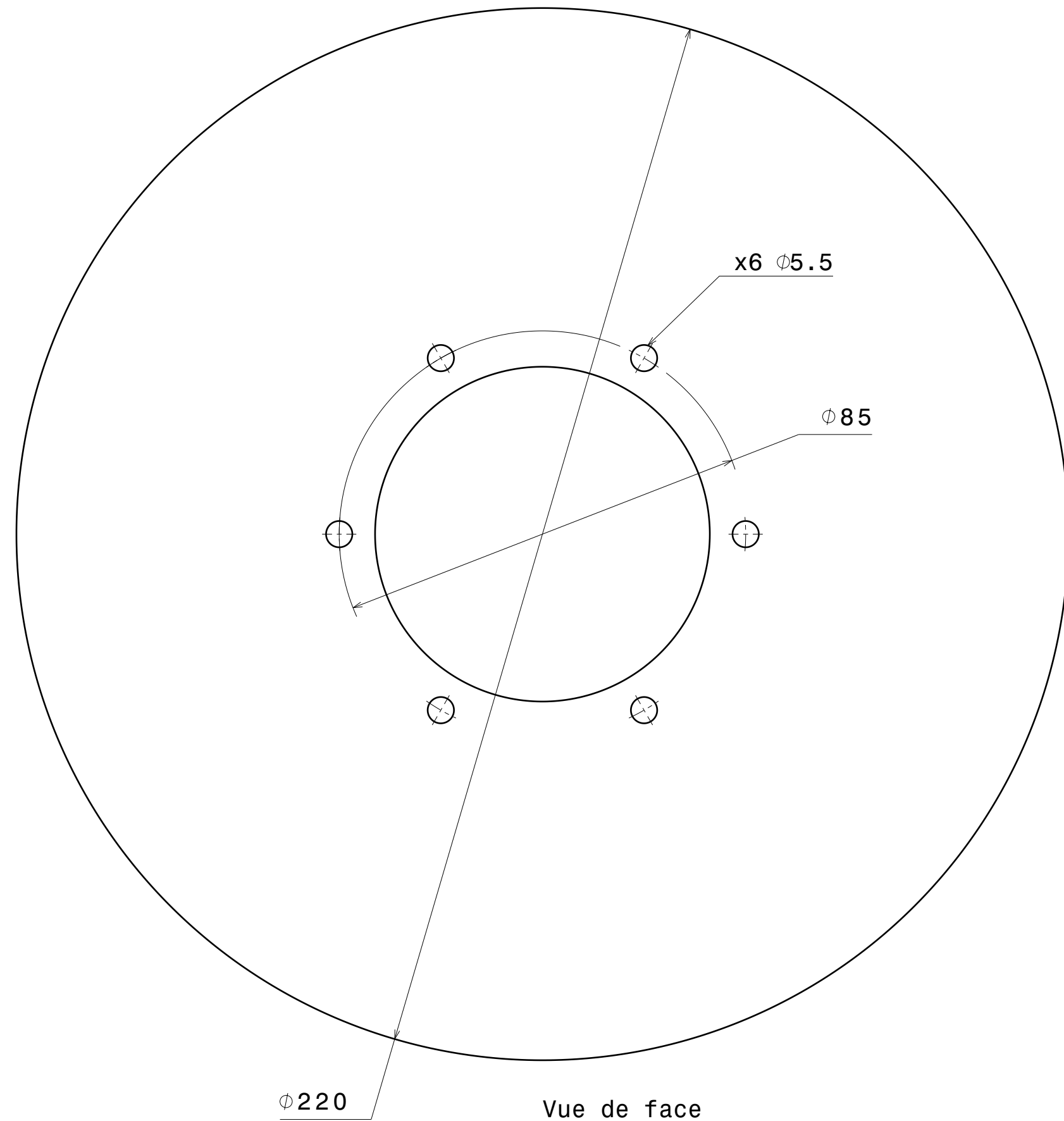
Coupe C-C
Echelle : 1:1



Vue de gauche
Echelle : 1:1



Vue de face
Echelle : 1:1



Vue de face
Echelle : 1:1

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.				DASSAULT SYSTEMES			
DRAWN BY 2024-0485		DATE 16/04/2020		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A0	DRAWING NUMBER MontageComplet	REV X	
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 10,23	SHEET 1/1	

PROJET DE CONCEPTION FREIN

LABESSE Louis
MOREL Florentine

GIE2 ED2

N°1 Démarche de dimensionnement

■ CAHIER DES CHARGES :

Masse de l'avion	685 kg
Vitesse de début de freinage	53 m.s ⁻¹
Décélération maximale	4 m.s ⁻²
Diamètre externe	260 mm
Diamètre du disque de frein	≤ 125 mm
Poussée résiduelle des deux réacteurs	200 N par réacteur



■ OBJECTIF :

Sous l'égide de la norme VDI 2230, dimensionner et concevoir :

- un système de freinage à disque étrier mobile monodisque des deux roues arrière de l'avion décrit dans le cahier des charges
- système de guidage en rotation par roulements à rouleaux coniques précontraints de la roue/ avion.

■ DIAGRAMME SYNOPTIQUE :

Définition du cahier des charges et des objectifs du projet



Choix de architecture de la liaison pivot
Phase d'ideation, élaboration de critère en fonction du cahier des charges puis matrices de décision



Prédimensionnement des sous-ensembles
(roulements, visserie, piston, plaquettes, disque)



Validation des choix vis à vis des critères

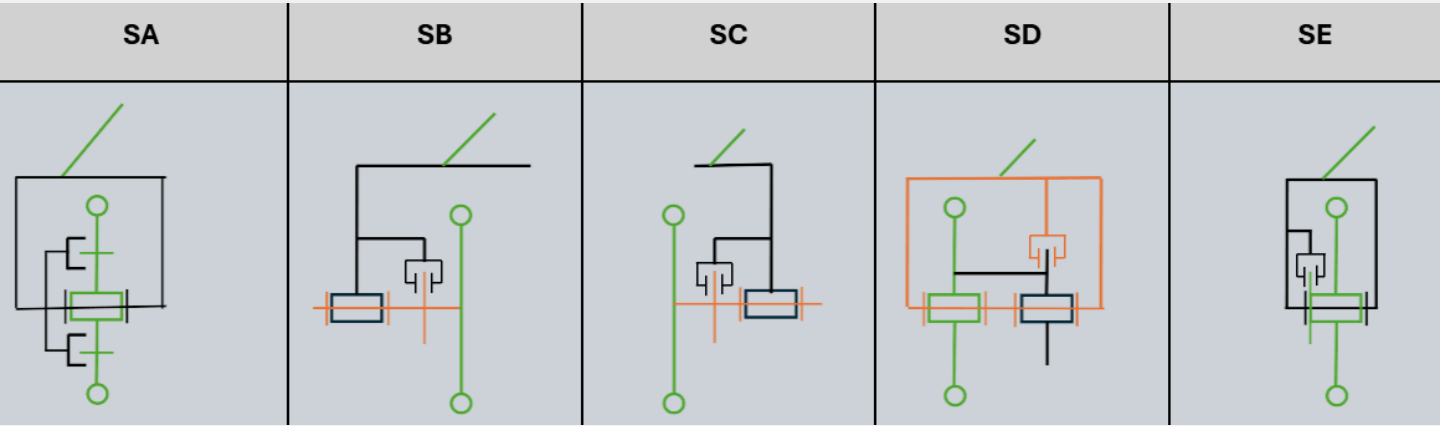


Conception sous logiciel de **CAO** et mise en **plan** de la solution



N°1 Choix de l'architecture de la liaison pivot

■ IDEATION



■ CRITERES

- Liste des critères :
- Compacité axiale
 - Compacité radiale
 - Contrainte sur les roulements
 - Montabilité
 - Empattement de l'avion

■ MATRICES

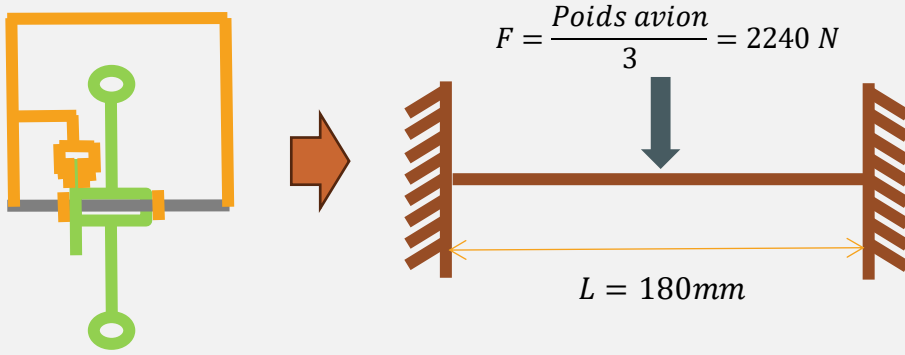
Pour chaque critère on évalue la meilleure solution par rapport au critère par exemple ici pour l'empattement

	SB	SC	SD	SE	Total des poids	%	Classement
SA	SB2	SC2	SD1	SE1	0	0	5
	SB	SB1	SB2	SB3	8	36	1
		SC	SC2	SC3	7	32	2
			SD	SE2	1	5	4
				SE	3	14	3
				total	22	100	

On choisit la solution E

N°2 Dimensionnement de l'arbre

On modélise le système par une poutre encastée avec une charge au milieu et l'on mène des calculs de RdM. On cherche à dimensionner l'arbre en **flexion** pour par la suite avoir un diamètre de l'arbre qui nous servira de **critère pour le choix des roulements**.



On choisit l'arbre comme un **cylindre de section pleine** en **35NiCrMo16** car c'est un matériau qui a l'avantage d'être dur à l'extérieur mais malléable à l'intérieur. On cherche d le diamètre de l'arbre. D'après la littérature,

$$R_e = 800 \text{ MPa}.$$

■ FLEXION

$$\sigma_{max} = \frac{-M_f * y_{max}}{I_{Gz}} = -\frac{32 * M_f}{\pi * d^3} = -\frac{4FL}{3\pi d^3}$$

$$\sigma_{max} < 2 * \sigma_e$$

$$\text{Donc } d > \left(\frac{4FL}{6\sigma_e\pi} \right)^{\frac{1}{3}}$$

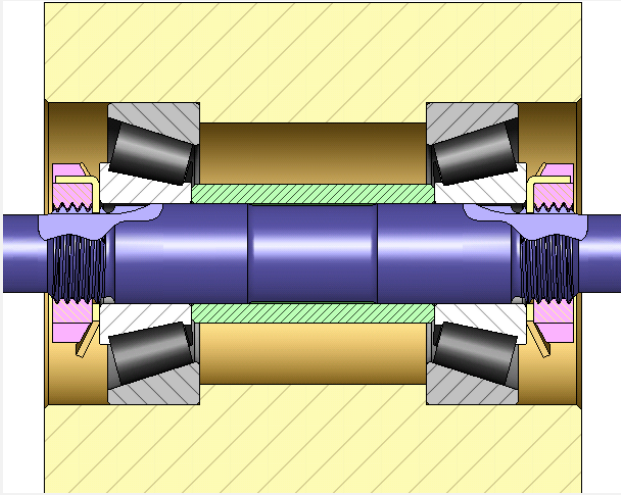
$$\text{Soit } \mathbf{d > 5 \text{ mm}}$$

On choisit un diamètre d = 30 mm

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} < R_e$$

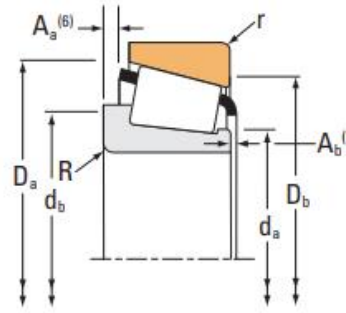
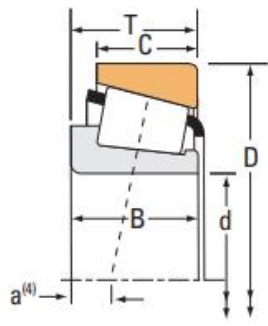
Ici on a $122 \text{ MPa} < 900 \text{ MPa}$. Le critère de Von Mises est bien respecté

N°3 Choix des roulements



Bien que l'alésage soit tournant par rapport à la charge, on préfère un montage en O vis-à-vis du critère de **montabilité**. Bagues extérieures serrées. En l'absence de critère sur la durée de vie, à partir du diamètre de l'arbre, on cherche à vérifier que la charge dynamique équivalente est supérieure à la charge critique divisée par 100.

TYPE TS



Dimensions du roulement			Capacités de charge							Référence	
Alésage d	Diamètre extérieur D	Largeur T	Dynamique ⁽¹⁾			Dynamique ⁽³⁾		Facteurs ⁽²⁾ K	Statique C ₀	Cône	Cuvette
			C ₁	e	Y	C ₉₀	C _{a90}				
mm po	mm po	mm po	N lbf			N lbf	N lbf		N lbf		
30,000 1,1811	62,000 2,4409	16,002 0,6300	43200 9720	0,38	1,57	11200 2520	7340 1650	1,53	44100 9910	17118-S	17244

Calcul de la charge dynamique équivalente

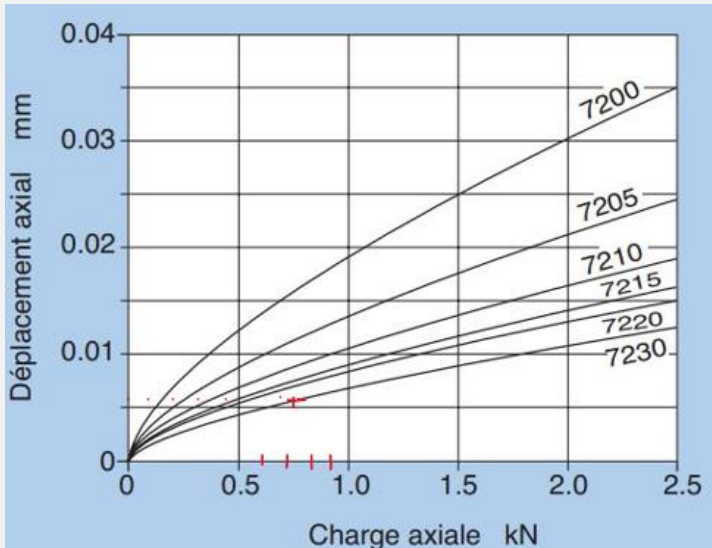
Roulement à rouleaux coniques
à une rangée => X = 0,4

$$P = XF_r + YF_a = XF_r + Y\frac{F_r}{2K}$$

On obtient $P = 1023\text{ N} > \frac{C_0}{100} = 441\text{ N}$

N°4 Dimensionnement de l'entretoise

Les roulements choisis sont validés et nous permettent désormais de **dimensionner l'entretoise**, de calculer la précontrainte à appliquer au montage.



Le 7230 se rapproche le plus du roulement choisi, on calcule $F_a = 732\text{ N}$

Dès lors $\delta_{entretoise} = 0,0051\text{ mm}$

La longueur de l'entretoise est de $130 - 2 * 0,0051 = 129,9898\text{ mm}$

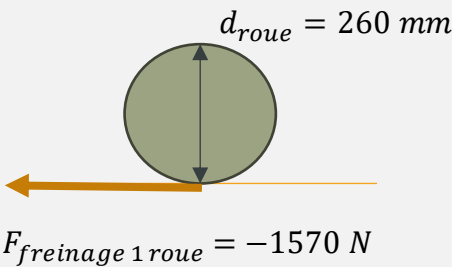
N°5 Choix de la visserie

On cherche désormais à choisir une classe de vis suffisant pour notre système. Nous allons partir de l'effort transmis par l'assemblage puis chercher le nombre de vis M5 8.8 nécessaire pour résister à la contrainte en traction. Cherchons d'abord le couple de freinage puis convertissons le en effort sur les pièces fixées sur la vis.

ø	Pas	Section résistante	Charge d'épreuve	Limite élastique	Rupture mini	Couple serrage	Tension Fo mini	Tension Fo maxi
m/m	m/m	m/m²	daN	daN	daN	y = 0,15 préc. B / daN ^{1/2}	daN	daN
3	0,50	5,03	292	322	402	0,12	170	208
4	0,70	8,78	510	562	702	0,27	294	359
5	0,90	14,20	823	909	1135	0,52	482	589

■ COUPLE DE FREINAGE ROUE

On applique le PFD à l'avion en négligeant le freinage induit par la roue avant : $F_{freinage} = -3140\text{ N}$
Pour un diamètre de roue de 260 mm on obtient un couple de freinage pour une seule roue égal à $C_{f\text{ roue}} = 204,1\text{ Nm}$



On suppose que la charge est reprise par adhérence (VDI2230)

$$C_f = \mu_{acier/acier} * F * \frac{2}{3} * \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$$

Donc $F = \frac{3}{2} * \frac{R^2 - r^2}{R^3 - r^3} * \frac{C_f}{\mu_{acier/acier}} = 18\,158\text{ N}$ sur l'ensemble du disque

■ CONTRAINTES EN TRACTION

On choisit d'appliquer un coefficient de sécurité $s = 3$, dès lors pour une vis $A_s = 14,2\text{ mm}^2$
Donc $F_{Max} = \frac{640}{3 * 14,2 * 10^{-6}} = 3030\text{ N}$ c'est la force maximale admissible par vis
 $6 * 3030\text{ N} = 18\,180\text{ N} < 18\,158\text{ N}$ On choisit d'implémenter **6 vis**

Dans le cadre de la norme VDI 2230 on a supposé la répartition des efforts uniforme entre les différentes vis

N°5 Dimensionnement du disque

On suppose que l'énergie à dissiper au freinage est complètement absorbée par le disque de frein. On en déduit la masse des freins en supposant une température initiale à 20 degrés, $m_{disques} = 5,73\text{ kg}$. On suppose le disque en fonte pour dissiper au maximum l'énergie. On cherche à dimensionner le disque.

■ PARAMETRES :

Le cahier des charges impose $D_{disque} \leq 125\text{ mm}$,

- On se place à $D = 125\text{ mm}$
- On choisit $D_i = 70\text{ mm}$
- On a l'épaisseur : $e = \frac{m_{disque}}{\rho_{fonte} \pi (R_e^2 - R_i^2)} = 10\text{ mm}$

Diamètre minimal
de piste : 27,5mm

■ VERIFICATION DU CHOIX DES PARAMETRES :

Hypothèse de pression uniforme : le rayon équivalent de frottement vaut $R_{eq} = \frac{2}{3} \frac{R^3 - R_i^3}{R^2 - R_i^2} = 50,1\text{ mm}$

Donc l'effort normal sur 2 plaquettes vaut : $F_{2p} = \frac{C_d}{2 * \mu * R_{eq}} = 2,5\text{ kN}$

N°6 Prédimensionnement plaquettes

Soient:

- C le couple de freinage
- T,N respectivement les efforts tangentiels et normaux

$$\text{On a } T = \mu \frac{F_p}{2} = 500N$$

$$\text{La surface de contact nécessaire: } S = \frac{F_p}{P_{adm}} = 3125 \text{ mm}^2$$

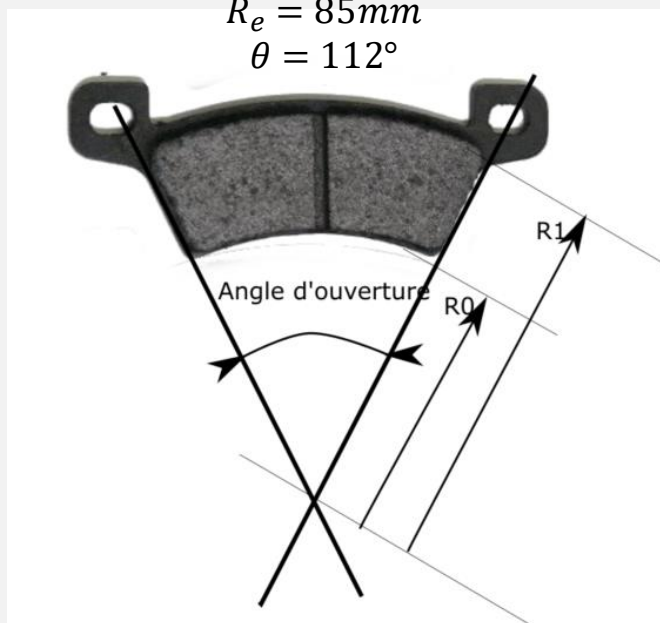
$$\text{La surface disponible sur le disque: } S = \frac{\theta}{2} (R_e^2 - R_i^2), \text{ d'où } \theta = 112^\circ$$

On finit par choisir pour vérifier ces équations

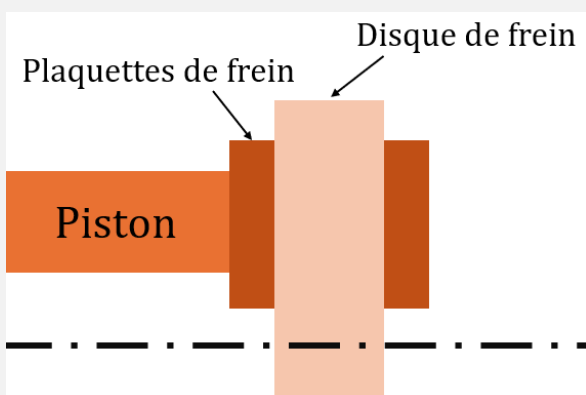
$$R_i = 57,5 \text{ mm}$$

$$R_e = 85 \text{ mm}$$

$$\theta = 112^\circ$$



N°7 Prédimensionnement piston



On cherche ici à dimensionner le **diamètre du piston**, la pression normale de contact sur la plaquette vient de l'action du piston hydraulique. On part de là pour dire;

$$P_{hydraulique} * S_{piston} = P_{plaquette} * S_{plaquette}$$

$$\text{D'où } d_{piston} = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{P_{plaq} * S_{plaq}}{P_{hydraulique}}}$$

280 bar ? Pour la pression hydraulique