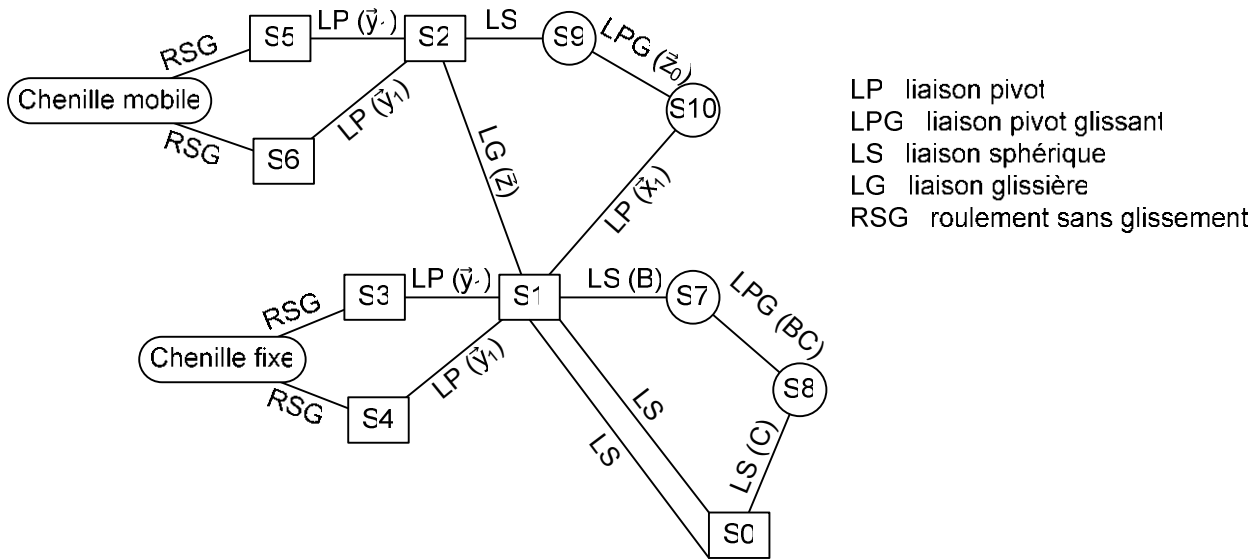


Partie 1

1.1 : Effectuez le graphe des liaisons de cette modélisation.

En utilisant le paramétrage proposé au Document Ressource VI, on peut préciser les caractéristiques des liaisons.



1.2 : Déterminez le degré d'hyperstatisme pour le sous-ensemble $\{(S_0);(S_1);(S_7);(S_8)\}$ en expliquant votre démarche.

En statique on a : $m-h = 6(p-1) - \sum I_{Si}$

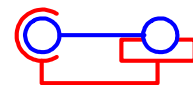
- $m = d^\circ$ de mobilité = 1+2 = mobilité utile + mobilité interne (rotation S7-S8/BC)
- $h = d^\circ$ d'hyperstatisme = ?
- $p = \text{nb de pièces}$ = 4
- $\sum I_{Si} = \text{nb d'inconnues statiques}$ = 4 + (4x3) = 16

D'où : $h = m - 6(p-1) + \sum I_{Si} = 3 - 18 + 16 = 1$

1.3 : Proposez une évolution à donner conduisant à un modèle isostatique pour ce sous-ensemble sans modifier ni les classes d'équivalence ni le principe cinématique du mécanisme.

La liaison équivalente (S₀-S₁) est une liaison pivot réalisée de manière hyperstatique : 5 degrés de liaison et 6 normales de contact (2x3 pour les 2 sphériques)

- ⇒ Il faut donner une mobilité en translation selon \vec{z} dans l'une des sphériques
- ⇒ liaison sphère cylindre d'axe \vec{z}



1.4 : Déterminez le degré d'hyperstatisme de l'ensemble en expliquant votre démarche (pour cette question vous ne tiendrez pas compte de la modification proposée à la question précédente).

Méthode statique (mêmes notations qu'en 1.2 avec l'indice 2).

On remarque qu'il n'y a pas d'interaction entre la chaîne étudiée en 1.2 et le reste du mécanisme.

Il suffit donc d'étudier le degré d'hyperstatisme h_2 du reste du mécanisme et de l'ajouter à celui trouvé précédemment.

- $m_2 = (4 \text{ rotations poulies} + \text{glissière} + \text{rotation S9/S10}) = 4 \times 1 + 1 + 1 = 6$
- $h_2 = ?$
- $p_2 = (S1 \text{ à } S6 + S9 + S10) = 8$
- $\sum I_{Si2} = (5 \times LP + 1 LG + 1 LPG + 1 LS) = (5 \times 5) + 5 + 4 + 3 = 37$

D'où : $h_2 = m_2 - 6(p_2-1) + \sum I_{Si2} = 6 - 42 + 37 = 1$

D'où : $h_{\text{ensemble}} = h + h_2 = 2$

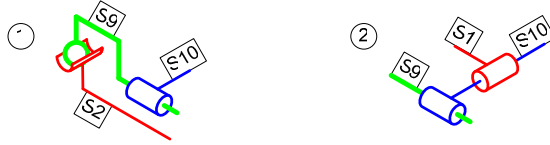
1.5 : Proposez une deuxième évolution à donner conduisant à un modèle isostatique pour l'ensemble sans modifier ni les classes d'équivalence ni le principe cinématique du mécanisme.

La glissière impose à S2/S1, une contrainte géométrique selon x.

La chaîne S9-S10 en impose une deuxième.

⇒ Il faut donner une mobilité selon x à cette chaîne sans dénaturer le guidage tige-corps du vérin

- ⇒ 2 solutions : - sphère-cylindre S9-S2 selon x ①
- pivot-glissant S1-S10 selon x ②

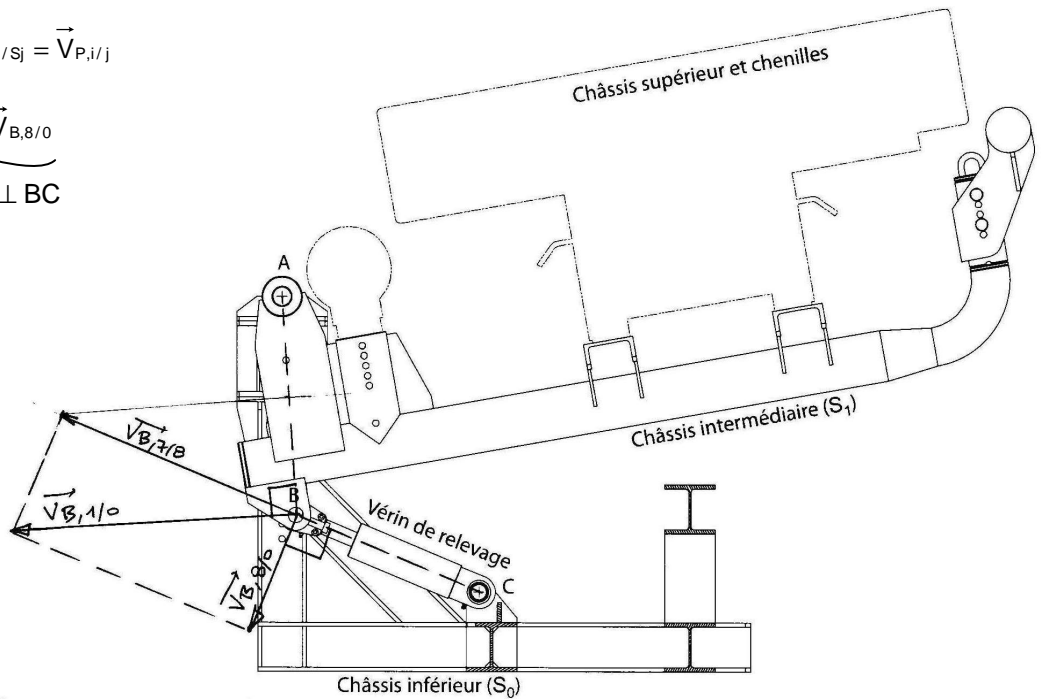


1.6 : Déterminez par une méthode graphique la vitesse $\vec{V}_{B,S1/S0}$. Vous ferez apparaître tous les éléments de construction nécessaires à sa détermination. On considère une échelle pour les constructions de 1 cm pour 2 mm/s.

On note : $S_i = i$ et : $\vec{V}_{P,S_i/S_j} = \vec{V}_{P,i/j}$

$$\vec{V}_{B,1/0} = \vec{V}_{B,1/7} + \vec{V}_{B,7/8} + \vec{V}_{B,8/0}$$

$\perp AB$ $= \vec{0}$ connue $\perp BC$
 Sphérique 10 mm/s
 1/7 en B



$$\|\vec{V}_{B,S1/S0}\| = 11,2 \text{ mm/s}$$

Echelle pour les constructions de cinématique graphique : 1 cm pour 2 mm/s
Echelle du dessin : 1/10

1.7 : Estimez alors la vitesse de rotation du châssis intermédiaire par rapport au châssis inférieur.

Soit $\omega_{1/0}$ cette vitesse de rotation.

$$\omega_{1/0} = \frac{\|\vec{V}_{B,1/0}\|}{AB} = \frac{11,2}{425} \approx 0,1 \cdot \frac{56}{212} \approx 0,1 \cdot \frac{4}{15} \approx 0,026 \text{ rad/s}$$

AB = 42,5mm (éch : 1/10)

$$\omega_{1/0} = 0,026 \text{ rad/s}$$

Partie 2

2.1 : Expliquez la raison pour laquelle le constructeur a choisi un vérin hydraulique et non pneumatique.

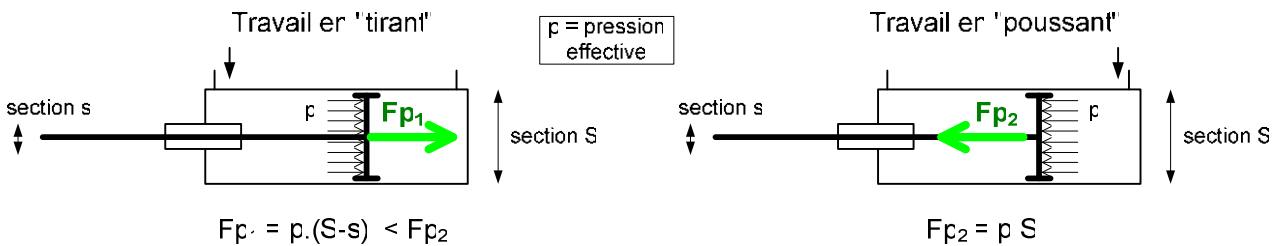
L'huile étant quasiment incompressible comparée à l'air, on peut l'amener à des pressions beaucoup plus fortes :
 ⇒ diminuer le diamètre du vérin pour un effort identique à fournir
 ⇒ améliorer la précision de conduite du mouvement commandé

2.2 : Ce vérin doit-il être simple effet ou double effet (justifiez votre réponse)?

Le poids du châssis complet tend à ramener celui-ci vers le bas, mais les actions du câble sur les chenilles peuvent générer un moment autour de A en sens contraire non négligeable.
 ⇒ choix d'un vérin double effet

2.3 : A l'aide d'un dessin, justifiez si, pour une pression d'utilisation donnée, un vérin est aussi efficace en poussant qu'en tirant.

Un vérin classique (simple tige) est moins efficace en tirant qu'en poussant :



2.4 : Déterminez de manière graphique la norme et la direction de l'effort F à fournir par le vérin hydraulique. Vous ferez apparaître tous les éléments de construction nécessaires à sa détermination. On considère une échelle pour les constructions de 1 cm pour 2 000 N.

$\|\vec{P}\| = 5000 \text{ N} \rightarrow 2,5 \text{ cm}$

On pose : $S_i = i$ Hypothèse : châssis inférieur supposé Galiléen

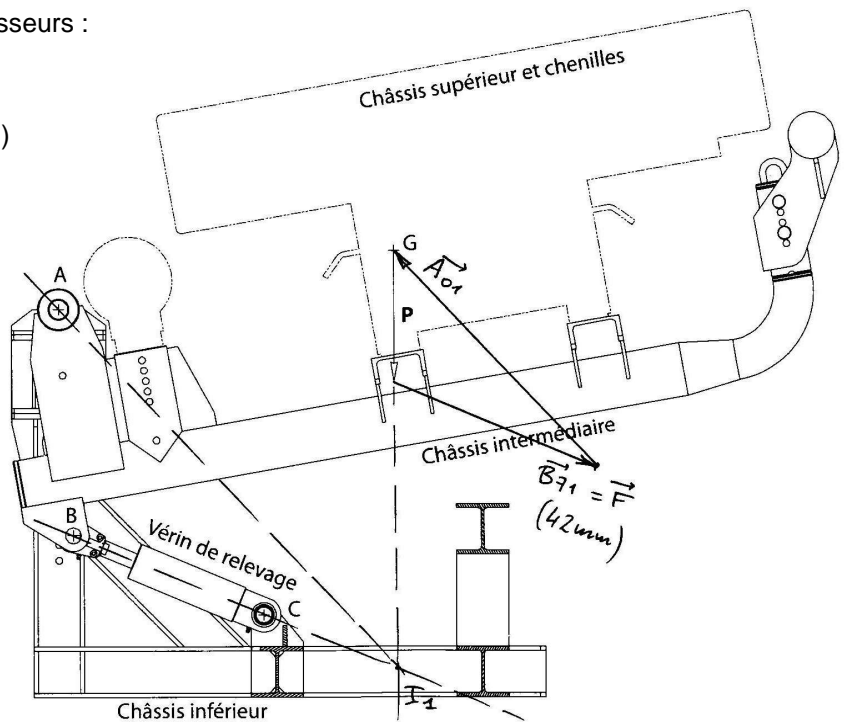
Equilibre de [châssis sup. + int.] sous 3 glisseurs :

- \vec{P} connu, 5000 N
- $\vec{B}_{7 \rightarrow 1} = \vec{B}_{71}$, porté par BC (vérin en équilibre sous 2 glisseurs)
- $\vec{A}_{0 \rightarrow 1} = \vec{A}_{01}$, passe par A

Par l'expression graphique du Principe Fondamental de la Statique :

- Les 3 glisseurs sont concourants en I_1
- Le triangle des 3 glisseurs est fermé

D'où : $\|\vec{B}_{71}\| = F = 8400 \text{ N}$



Echelle pour les constructions : 1 cm pour 2 000 N

2.5 : Donnez une estimation de la pression hydraulique nécessaire dans le vérin (on supposera une contre pression nulle).

Si la contre pression est nulle, on ne tient compte que de la pression effective $p = \text{pression absolue} - \text{pression ambiante}$:

$$p = \frac{F}{S'} \quad \text{avec : } S' = S - s \text{ (le vérin travaille en tirant) (Voir 2.3)}$$

$$S' = \pi \cdot (R^2 - r^2) = \pi \cdot (30^2 - 20^2) \approx 3 \cdot (900 - 400) \approx 1500 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{8400}{1500} \approx \frac{75}{15} + \frac{9}{15} = 5,6 \text{ MPa} \quad \boxed{p = 5,6 \text{ MPa}}$$

2.6 : Déterminez de manière graphique la norme et la direction de l'effort F à fournir par le vérin hydraulique. Vous ferez apparaître tous les éléments de construction nécessaires à sa détermination. On considère une échelle de 1 cm pour 2 000 N.

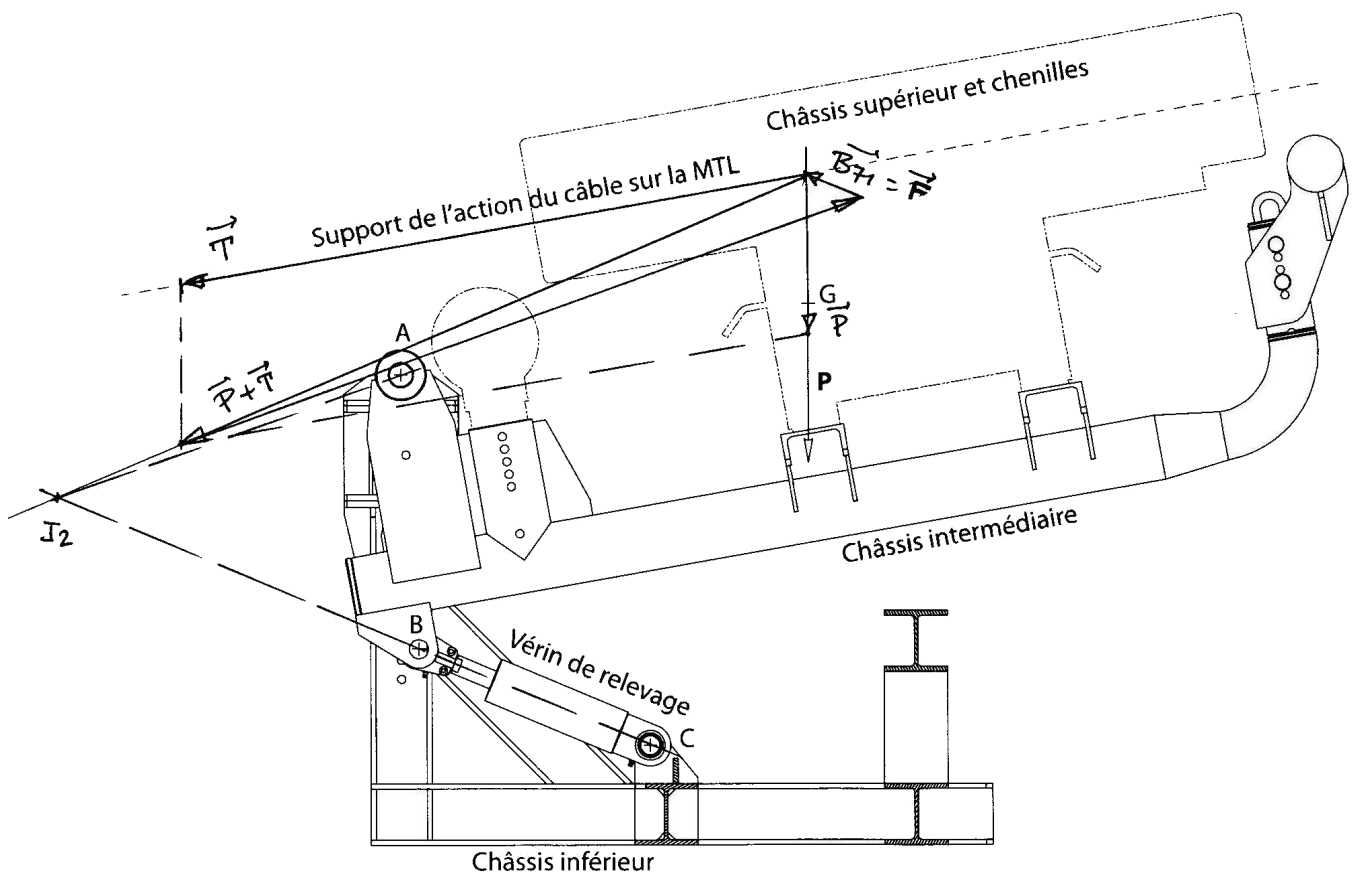
Par rapport à la question 2.4, seul change l'effort dans le bilan.

On a donc équilibre de [châssis sup.+ int.] sous 3 glisseurs :

- $\vec{P} + \vec{T}$ connu, \rightarrow somme graphique ci-dessous
- \vec{B}_{71} , porté par BC
- \vec{A}_{01} , passe par A

Par le P.F.S., les 3 glisseurs sont concourants en I_2 , et le triangle des 3 glisseurs est fermé.

$$\text{D'où : } \|\vec{B}_{71}\| = F = 3000 \text{ N}$$



Echelle pour les constructions : 1 cm pour 2 000 N

2.7 : Donnez une estimation de la pression hydraulique nécessaire dans le vérin (on supposera une contre pression nulle).

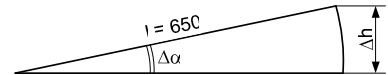
Cette fois-ci le vérin travaille en poussant et $S' = S$ (voir notations en 2.5) :

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2000}{\pi \cdot 30^2} \approx \frac{2000}{2700} \approx 0,74 \text{ MPa} \quad \boxed{p = 0,74 \text{ MPa}}$$

2.8 : En isolant le châssis intermédiaire et tout ce qu'il supporte, donnez les expressions littérales du travail de l'action de la pesanteur et du travail de l'action du câble. Ces expressions seront données en fonction de P , T , $\Delta\alpha$ et des paramètres géométriques présents sur le document ressource IV.

Pour le soulèvement des châssis on peut remarquer que le travail du poids P est résistant (<0) et celui de l'action T du câble est moteur (>0). (ces travaux sont exprimés par rapport à un repère lié au châssis inférieur supposé Galiléen)

Travail du poids entre les positions 0° et $\Delta\alpha$: $\boxed{W_0^{\Delta\alpha}(P) = -P.l.\sin(\Delta\alpha)}$



Travail de l'action T du câble entre les positions 0° et $\Delta\alpha$: $\boxed{W_0^{\Delta\alpha}(T) = +T.d.\Delta\alpha}$ (le moment en A de T est $T.d$ et provoque le déplacement angulaire $\Delta\alpha$ par rapport au châssis inférieur)

2.9 : En estimant les valeurs numériques de ces travaux, quelle est la valeur de T la plus défavorable pour l'utilisation du vérin ?

Estimation numérique :

- $W_0^{\Delta\alpha}(P) = -5000 \cdot 650 \cdot \sin 12^\circ \approx -5000 \cdot 650 \cdot 0,21 \approx -5000 \cdot 136 \approx -680000 \text{ mJ}$ $\boxed{W_0^{\Delta\alpha}(P) = -680 \text{ J}}$
- $W_0^{\Delta\alpha}(T) = 20000 \cdot 200 \cdot 12 \cdot \frac{\pi}{180} \approx 4 \cdot 10^6 \cdot \frac{12}{60} = 0,8 \cdot 10^6 \text{ mJ}$ $\boxed{W_0^{\Delta\alpha}(T) = 800 \text{ J}}$

Le travail à fournir par le vérin est la somme algébrique des travaux ci-dessus. Ce travail est maximal si le travail du poids n'est pas compensé par celui de l'action du câble, c'est à dire lorsque $T=0$.

2.10 : Par un raisonnement sur le sens de travail du vérin, quelle configuration vous semble la plus adaptée (justifiez votre réponse)?

Configuration (a) :

On l'a vu (en 2.7), le vérin travaille en poussant pour $\alpha = 10^\circ$. Pour $\alpha = 0^\circ$, il est possible (réponse intuitive) qu'il travaille en tirant, car le support de $(\vec{P} + \vec{T})$ peut être au dessus ou en dessous de A.

Configuration (b) :

De la même manière, selon la valeur de α , le support de $(\vec{P} + \vec{T})$ peut être au dessus ou en dessous de A.

Le vérin peut donc travailler en poussant ou en tirant.

Mais si T est faible :

- (a) : travail en tirant
- (b) : travail en poussant

\Rightarrow Pour la même pression d'alimentation, le vérin est plus efficace en configuration (b)

2.11 : Par un raisonnement sur le travail, montrez que pour limiter la pression d'utilisation du vérin, il est important de l'exploiter sur toute sa course disponible.

En négligeant la variation d'inclinaison de l'axe du vérin par rapport au châssis inférieur, le travail de l'action du vérin est à peu près égal en valeur absolue à :

$$|W_0^{\Delta\alpha}| \approx |F \cdot \Delta l| = |p \cdot S' \cdot \Delta l| \quad S' : \text{section utile du vérin} \quad \Delta l : \text{course totale du vérin}$$

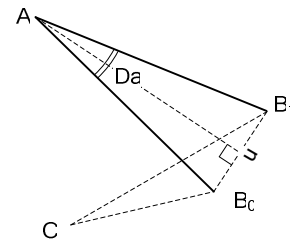
Pour : $|W_0^{\Delta\alpha}|$ donné, si $\Delta l \nearrow$ alors $p \searrow$

2.12 : A quelle distance minimale doit-on alors placer l'articulation B par rapport à A? On pourra pour répondre à cette question s'inspirer de l'inégalité sur les longueurs des cotés d'un triangle donnée ci-dessous.

On a la situation géométrique ci-contre :

$$CB_1 - CB_0 = \text{course du vérin (maxi souhaitable)} = L_{\max} - L_{\min} \leq u$$

$$\text{Or : } u = 2 \cdot AB \cdot \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right) \Rightarrow AB \geq \frac{L_{\max} - L_{\min}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)}$$



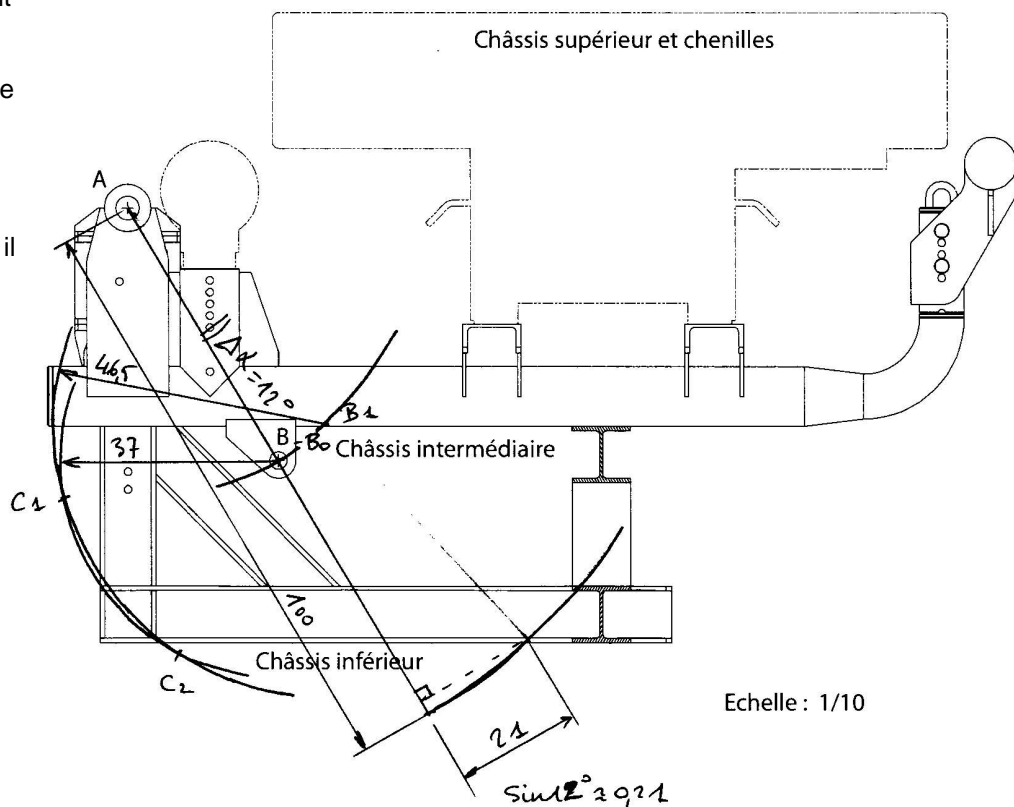
2.13 : Par une construction graphique, indiquez la nouvelle position du point C. Vous ferez apparaître tous les éléments de construction illustrant votre démarche.

Par la figure précédente (2.12), on voit qu'il faut construire le point B1 (B0 est donné).

Le point C se construit alors à partir de B0 et B1 avec :

- CB0 ≈ 37 mm (entraxe mini 373)
- CB1 ≈ 46,5 mm (entraxe mini 464)

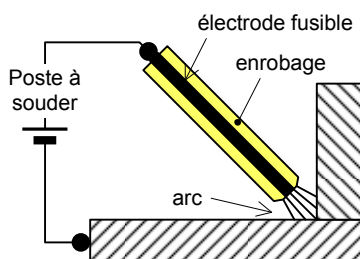
Il s'agit de l'intersection de 2 cercles ; il existe donc 2 solutions, C1 et C2.



Partie 3

3.1 : Les différents châssis de la MTL sont composés de structures mécano soudées. Expliquez les trois procédés de soudage à l'arc suivants : soudage à l'électrode enrobée, soudage MIG, soudage TIG ainsi que leurs avantages et inconvénients pour le produit concerné.

- Soudage à l'électrode enrobée :



Avantages :

- investissement financier modéré
- mise en service rapide

Inconvénients :

- oxydation de la soudure (protection imparfaite du flux généré par l'enrobage)

• **Soudage MIG :** (Metal Inert Gaz)

Même architecture que ci-dessus mais le flux protecteur de la soudure généré par l'enrobage est remplacé par un flux de gaz inerte (Argon ou Argon + Hélium).

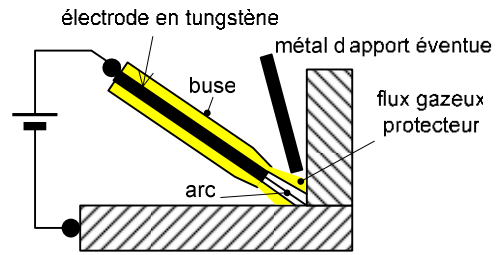
Avantages : automatisation possible, bonne protection de l'oxydation, arc plus régulier

Inconvénients : investissement et mise en œuvre plus lourds.

• **Soudage TIG :** (Tungsten Inert Gaz)

Avantages : les mêmes que MIG

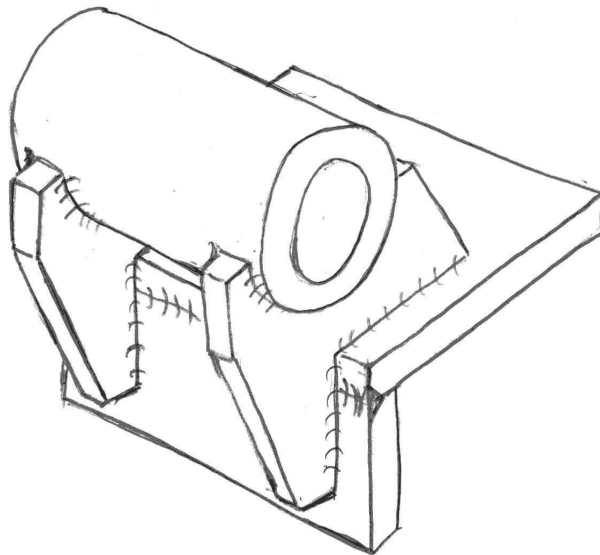
Inconvénients : les mêmes que MIG et moins bonne productivité



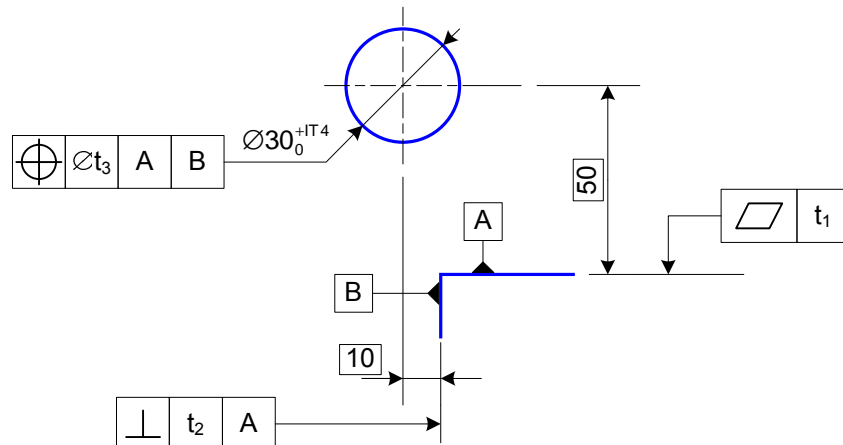
3.2 : Les pièces de structures sont réalisées dans un matériau désigné par S355. Expliquez cette désignation.

Acier d'usage général. Limite élastique minimale (à l'extension) : 335 MPa

3.3 : A partir des surfaces fonctionnelles proposées, dessinez un schéma en 3D à main levée représentant l'allure générale de la pièce à concevoir. On ne tiendra pas compte des contraintes de résistance ou de fabrication.



3.4 : Représentez la géométrie fonctionnelle en 2D et ajoutez-y les symboles normalisés (cadres, lignes de rappel, flèches, etc.) des 4 spécifications. Les valeurs des tolérances associées seront notées t1, t2, t3 et IT4.



3.5 : Interprétez la spécification dimensionnelle.

$\varnothing 30_{0}^{+IT4}$: Le diamètre local entre tout couple de points en vis-à-vis de la surface cylindrique C doit être compris entre 30 et 30+IT4.

3.6 : Interprétez les 3 tolérances géométriques à l'aide des grilles « GPS » proposées dans le document réponse.

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ		Analyse d'une spécification par zone de tolérance			
Symbole de la spécification		Eléments non Idéaux extraits du « Skin Modèle »		Eléments Idéaux	
Type de spécification Forme <u>Position</u> Orientation Battement		Eléments Tolérancé(s) *	Eléments de référence *	Référence(s) spécifiée(s) *	Zone de tolérance *
Condition de conformité : L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance.		unique groupe	unique multiples	simple commune système	simple composée Contraintes orientation position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition PLANEITE		Surface réputée plane			Volume entre 2 plans // distants de t_1

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ		Analyse d'une spécification par zone de tolérance			
Symbole de la spécification		Eléments non Idéaux extraits du « Skin Modèle »		Eléments Idéaux	
Type de spécification Forme Position <u>Orientation</u> Battement		Eléments Tolérancé(s) *	Eléments de référence *	Référence(s) spécifiée(s) *	Zone de tolérance *
Condition de conformité : L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance.		unique groupe	unique multiple	simple commune système	simple composée Contraintes orientation position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition PERPENDICULARITE		Surface réputée plane	Surface réputée plane repérée A	Plan tangent à A du côté libre de la matière (minimisant les écarts) 	Volume entre 2 plans // distants de t_2 Les plans de la zone de tolérance sont perpendiculaires à la référence spécifiée

TOLÉRANCEMENT NORMALISÉ		Analyse d'une spécification par zone de tolérance			
Symbole de la spécification		Eléments non Idéaux extraits du « Skin Modèle »		Eléments Idéaux	
Type de spécification Forme <u>Position</u> Orientation Battement		Eléments Tolérancé(s) *	Eléments de référence *	Référence(s) spécifiée(s) *	Zone de tolérance *
Condition de conformité : L'élément tolérancé doit se situer tout entier dans la zone de tolérance.		unique groupe	unique multiples	simple commune système	simple composée Contraintes orientation position par rapport à la référence spécifiée
Schéma extrait du dessin de définition LOCALISATION LOCALISATION LOCALISATION		Ligne réputée droite axe d'une surface réputée cylindrique	Primaire Surface réputée plane Secondaire Surface réputée plane	Primaire Plan tangent à A du côté libre de la matière Secondaire Plan \perp à A et tangent à A du côté libre de la matière 	Cylindre de $\varnothing t_3$ L'axe de la zone de tolérance est située à 50 mm de la référence spécifiée A et à 10 mm de la référence spécifiée B

3.7 : Après avoir précisé vos critères de choix, proposez deux matériaux et les traitements thermiques ou de surface éventuels associés pour réaliser le support.

Matériau : Acier

- teneur en carbone faible pour minimiser les effets thermiques du soudage (< 0,5 à 0,6%)
- teneur faible ou nulle en éléments d'addition (pour les mêmes raisons)

Traitements :

- Traitement de surface anti-corrosion : galvanisation
- Pour une articulation de vérin, on peut utiliser des bagues autolubrifiantes montées serrées sur la surface cylindrique C. Traitement non nécessaire.

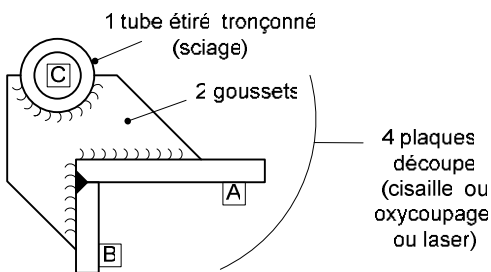
Proposition de matériau : S 355 ou C40 (à confirmer par une étude de RDM)

3.8 : Proposez et détaillez deux processus de fabrication du support s'appuyant pour le premier sur un assemblage de plaques et pour le second sur un brut tridimensionnel en détaillant :

1. L'obtention de la (ou des) pièce(s) élémentaire(s) et intermédiaires
2. L'obtention de la pièce finie et des surfaces fonctionnelles

1^{er} procédé :

Soudage du brut à partir de plaques et tubes.

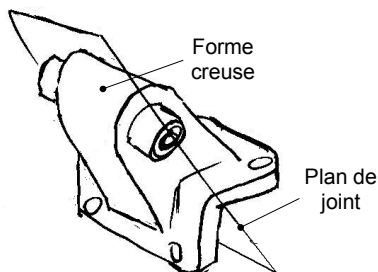


Usinage :

- fraisage des surfaces A et B
- alésage du cylindre C + surfacage (appui axial bagues à collet)
- perçage des trous de fixation

2^{ème} procédé :

Brut moulé en sable.



Brut de même architecture que ci-dessus, sauf les goussets remplacés par une forme "coque" pour simplifier le moulage et avoir une bonne rigidité.

Un seul noyau comprenant l'obtention de la forme intérieure et de l'équerre extérieure (utilisation d'un plan de joint incliné contenant l'axe du tube et le pli de l'équerre)

Usinage : identique au 1^{er} procédé

3.9 : Proposez trois classes de procédés différents permettant l'obtention d'une liaison complète démontable ou non entre le support et le châssis inférieur ainsi que leurs avantages et inconvénients.

Procédé	Avantages	Inconvénients
Soudage	Rigidité	Indémontable Tensions internes
Assemblage boulonné	Démontable	Usinages supplémentaires Pièces supplémentaires
Assemblage riveté	Pas de desserrage intempestif	Indémontable Matériel de pose spécifique
Collage	Simplicité	Indémontable Compatibilité avec milieu salin ?

3.10 : Proposez et justifiez la meilleure combinaison matériau/processus de fabrication pour le support ainsi que la méthode d'assemblage avec le châssis inférieur reprenant les solutions envisagées aux trois questions précédentes.

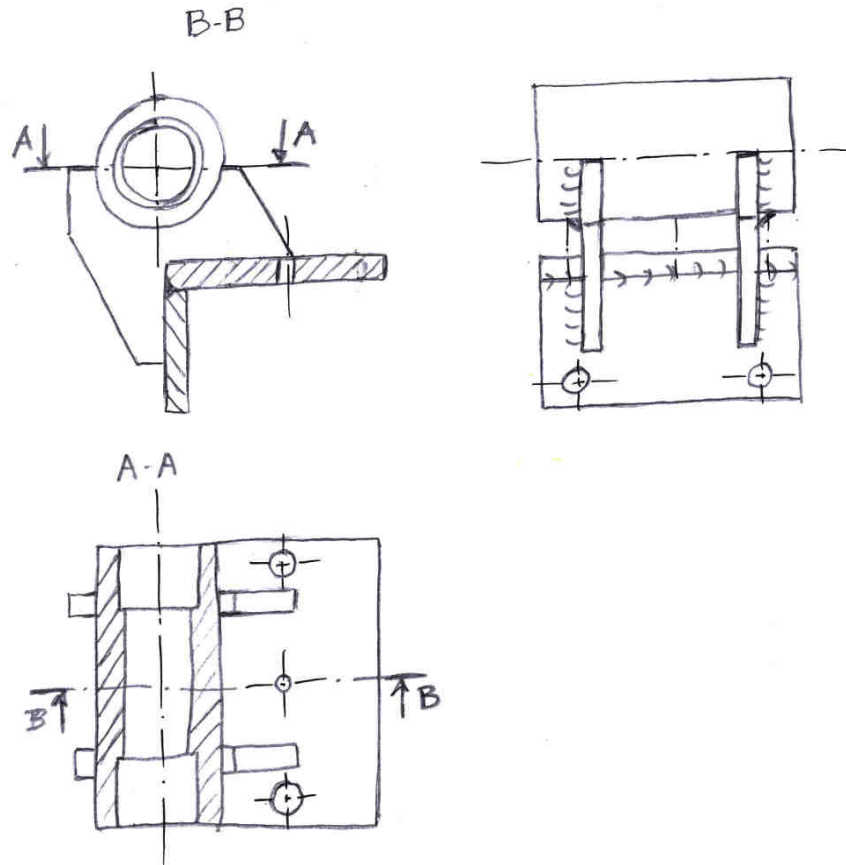
Choix du procédé de soudage avec matériau S355 :

- procédé déjà utilisé pour les châssis
- matière probablement déjà utilisée pour les châssis (optimisation de l'approvisionnement et du matériel de fabrication)

Choix de l'assemblage par boulonnage :

- permet une facilité de mise en œuvre et une possibilité de modification ultérieure de l'architecture
- ne nécessite pas un matériel spécifique comme pour le rivetage.

3.11 : Compte tenu du choix précédent, proposez un dessin à main levée du support final.

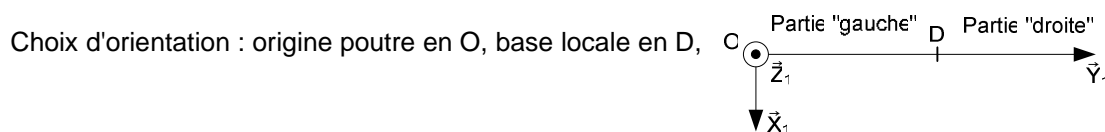


Partie 4

4.1 : Détaillez pour chacune des actions (action du câble, pesanteur, action du vérin) le(s) type(s) de sollicitation(s) qu'elles engendrent.

Action sur châssis S1	Sollicitation sur OA (section droite D)
Câble ($\vec{F}_{\text{câble}}$)	Effort tranchant - Moment de torsion - Moment fléchissant
Pesanteur (\vec{F}_{poids})	Effort normal - Effort tranchant - Moment fléchissant
Vérin (\vec{F}_v)	Effort normal - Effort tranchant - Moment fléchissant

4.2 : Calculez le torseur des efforts intérieurs en tout point D(y) de cette poutre.



Convention : Torseur de cohésion $[\mathcal{T}_c] = (-)$ torseur des action extérieures sur la partie gauche de la poutre (voir figure).

$$[\mathcal{T}_c] = - \left\{ \begin{bmatrix} \vec{F}_{\text{câble}} \\ \vec{M}_D(\vec{F}_{\text{câble}}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{F}_{\text{poids}} \\ \vec{M}_D(\vec{F}_{\text{poids}}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{F}_v \\ \vec{M}_D(\vec{F}_v) \end{bmatrix} \right\} \text{ en projection sur } (\vec{X}_1, \vec{Y}_1, \vec{Z}_1)$$

$$\bullet \vec{M}_D(\vec{F}_{\text{câble}}) = \vec{DM} \wedge \vec{F}_{\text{câble}} = (\vec{AM} - \vec{AD}) \wedge \vec{F}_{\text{câble}} = \begin{bmatrix} x_M \\ y_M - (y - L) \\ z_M \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} -T \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -T.z_M \\ T.(y_M + L - y) \end{bmatrix}$$

$$\bullet \vec{M}_D(\vec{F}_{\text{poids}}) = \vec{DG} \wedge \vec{F}_{\text{poids}} = (\vec{AG} - \vec{AD}) \wedge \vec{F}_{\text{poids}} = [x_G.\vec{X}_1 + (L - y).\vec{Y}_1] \wedge (-P.\vec{Y}_0) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -P.x_G.\cos\alpha + P.(L - y).\sin\alpha \end{bmatrix}$$

$$\bullet \vec{M}_D(\vec{F}_v) = \vec{DB} \wedge \vec{F}_v = (\vec{AB} - \vec{AD}) \wedge \vec{F}_v = \begin{bmatrix} x_B \\ y_B + (L - y) \\ 0 \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} -F_{vx} \\ F_{vy} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{vy}.x_B + F_{vx}.(y_B + L - y) \end{bmatrix}$$

$$\text{D'où : } [\mathcal{T}_c] = \begin{bmatrix} T + P.\sin\alpha + F_{vx} & 0 \\ P.\cos\alpha - F_{vy} & T.z_M \\ 0 & -T.(y_M + L - y) + P[x_G.\cos\alpha + (L - y).\sin\alpha] - F_{vy}.x_B - F_{vx}.(y_B + L - y) \end{bmatrix}_{D, \vec{X}_1, \vec{Y}_1, \vec{Z}_1}$$

Application numérique : ([N],[N.m])

$$[\mathcal{T}_c] = \begin{bmatrix} 20000 + 5000.0,2 + 1700 & 0 \\ 5000 - 1000 & 20000.(-0,15) \\ 0 & -20000.(0,2 + 0,3 - y) + 5000[0,65 + (0,3 - y).0,2] - 1000.(-0,05) - 1700.(-0,4 + 0,3 - y) \end{bmatrix}$$

$$[\mathcal{T}_c] = \begin{bmatrix} 22700 & 0 \\ 4000 & -3000 \\ 0 & (-10000 + 3250 - 300 + 50 + 170) + (20000 + 1000 + 1700).y \end{bmatrix}$$

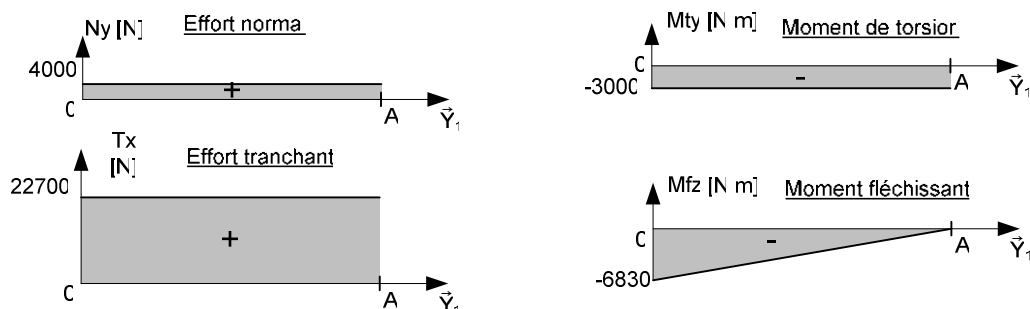
$$[\mathcal{T}_c] = \begin{bmatrix} 22700 & 0 \\ 4000 & -3000 \\ 0 & 22700.y - 6830 \end{bmatrix}_{D, \vec{X}_1, \vec{Y}_1, \vec{Z}_1}$$

[N],[N.m]

4.3 : A quel(s) type(s) de sollicitation(s) est-elle soumise ?

- Effort normal positif (N_y) : traction
- Effort tranchant (T_x) : cisaillement
- Moment de torsion (M_{ty}) : torsion
- Moment fléchissant (M_{fz}) : flexion

4.4 : Tracez les diagrammes d'évolution des composantes du torseur des efforts intérieurs en tout point de cette poutre. Vous préciserez les valeurs remarquables.

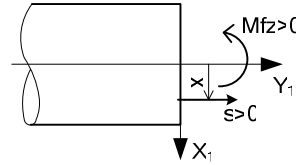


4.5 : On suppose une poutre de section carrée creuse, de côté a et d'épaisseur e . Exprimez le moment quadratique de la section droite en flexion au point D autour de l'axe Z en fonction de a et e .

On note I_{Dz} ce moment quadratique :
$$I_{Dz} = \frac{a^4 - (a - 2.e)^4}{12}$$

4.6 : Donnez l'expression permettant de calculer la répartition de contraintes normales dans une section droite à partir du moment de flexion.

On note σ la contrainte normale :
$$\sigma = \frac{M_{fz}(y)}{I_{Dz}} \cdot x$$



4.7 : A supposer que le matériau de la poutre ait une limite élastique de 355 MPa, déterminez si la poutre reste dans le domaine élastique ou non. On prendra $a = 100$ mm et $e = 5$ mm pour l'application numérique.

$$|\sigma_{Maxi}| = \left| \frac{M_{fz,Maxi}}{I_{Dz}} \cdot x_{Maxi} \right| = \frac{6830 \cdot 10^3}{2860 \cdot 10^3} \cdot 50 = 2,38.50$$

$$|\sigma_{Maxi}| \approx 120 \text{ MPa}$$

$$I_{Dz} = \frac{100^4 - (100 - 10)^4}{12} = 8.3 \cdot 10^6 - \frac{8100^2}{12} = 8.3 \cdot 10^6 - 656100 \cdot 8,3 = 343900 \cdot 8,3 \approx 2860 \cdot 10^3$$

Condition pour rester dans le domaine élastique : $|\sigma_{Maxi}| \leq 355 \text{ MPa}$ (en traction ou compression car on a un acier)
Condition vérifiée

Partie 5

5.2 : Justifiez du bon dimensionnement des coussinets choisis.

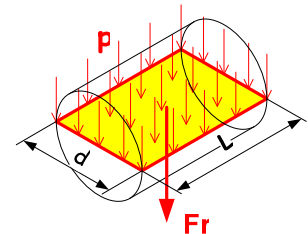
Calcul à la pression spécifique : p

- Pour l'effort radial $Fr = 20000$ N
 d : diamètre du guidage [mm]
 L : longueur du guidage [mm]

Condition de résistance : $p \leq 80$ MPa

$$p = \frac{Fr}{L.d} \Rightarrow L.d \geq \frac{Fr}{80} = \frac{20000}{80} = 250 \text{ mm}^2$$

$$L.d \geq 250 \text{ mm}^2$$

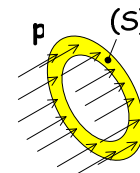


- Pour l'effort axial $Fa = 4000$ N

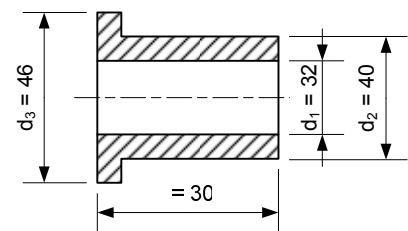
Condition de résistance : $p \leq 80$ MPa

$$p = \frac{Fa}{S} \Rightarrow S \geq \frac{4000}{80} = 50 \text{ mm}^2$$

$$S \geq 50 \text{ mm}^2$$



Choix : Coussinet à collet ci-contre



Validation :

$$L.d = 30 \cdot 32 = 960 \text{ mm}^2 > 250 \text{ mm}^2$$

$$S = p/4 \cdot (d_3^2 - d_1^2) \approx 3/4 \cdot (46^2 - 32^2) = 3/4 \cdot (2116 - 1024) > 50 \text{ mm}^2$$