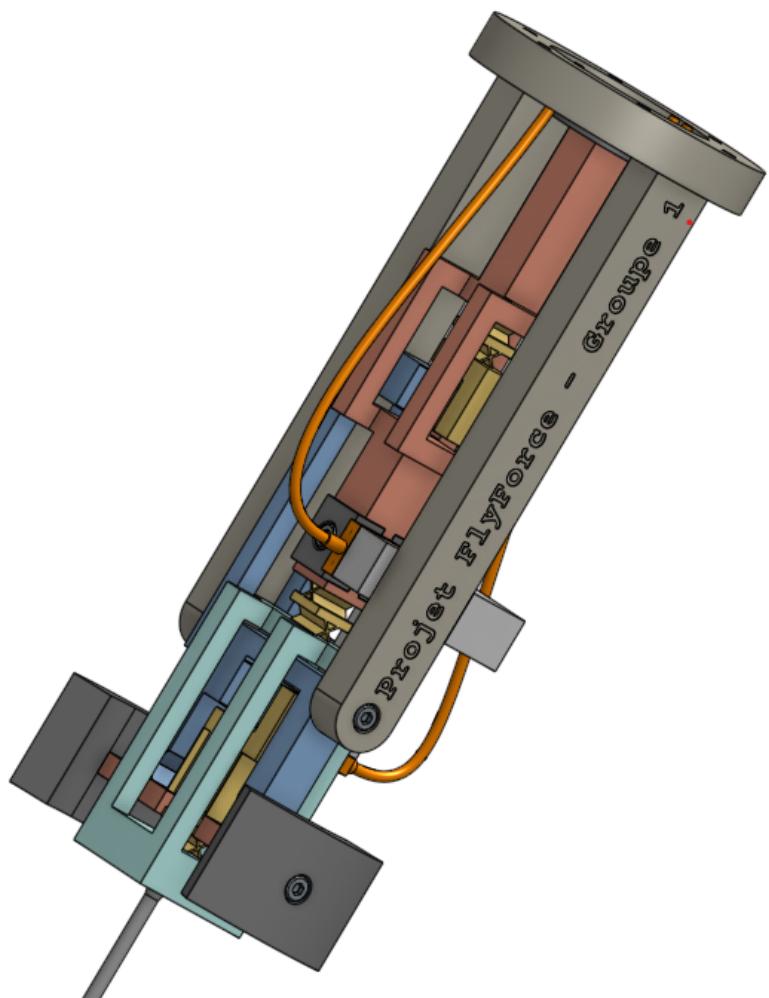


Projet FlyForce

Groupe 01

Arnaud Campiche Martin Tonascia Axel Fouet
Louka Kachakhidze Nestor Guibentif Daniel Roulin



Conception de Mécanisme II

EPFL

Table des matières

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Introduction | 2 |
| 2 | Conception générale | 2 |
| 2.1 | Explication du principe de fonctionnement | 2 |
| 2.1.1 | Principe de guidage du stylet à 3 degrés-de-liberté | 2 |
| 2.1.2 | Principes d'équilibrage en force et en moment | 2 |
| 2.1.3 | Principe de mesure des déformations du corps d'épreuve | 3 |
| 2.1.4 | Mise en évidence des concepts originaux | 3 |
| 2.2 | Schéma cinématique du corps d'épreuve | 3 |
| 2.3 | Calcul de la mobilité selon Grübler et discussion des hyperstatismes | 4 |
| 2.4 | Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles | 4 |
| 3 | Dimensionnement détaillé | 5 |
| 3.1 | Notation et définition des grandeurs mécaniques | 5 |
| 3.2 | Calcul de cinématique | 6 |
| 3.3 | Contraintes dans les articulations flexibles | 8 |
| 3.4 | Calculs de rigidité des articulations flexibles | 9 |
| 3.5 | Calcul des masses pour l'équilibrage | 10 |
| 3.6 | Déplacements des cibles des trois capteurs capacitifs | 13 |
| 3.7 | Étude de la robustesse et protection contre les surcharges | 13 |
| 3.8 | Résolution de mesure de force | 14 |
| 3.9 | Gamme dynamique de la mesure de force | 14 |
| 3.10 | Résolution de mesure de déplacement | 15 |
| 3.11 | Masse réduite de l'ensemble du mécanisme | 16 |
| 3.12 | Résistance à l'usure et analyse de la durabilité | 17 |
| 3.13 | Erreur de mesure de force induite par les accélérations en translation | 17 |
| 3.14 | Erreur de mesure de force induites par les changement d'orientation de la gravité | 18 |
| 3.15 | Erreur de mesure de force induite par les accélérations en rotation | 19 |
| 3.16 | Erreur de mesure de force induite par les vitesses angulaires | 20 |
| 3.17 | Discussion des erreurs de mesure | 20 |
| 3.18 | Erreur de mesure de force induite par les non-linéarités du corps d'épreuve | 21 |
| 4 | Discussion | 22 |
| 4.1 | Tableau des conformités avec le cahier des charges | 22 |
| 4.2 | Justification des non conformités du cahier des charge et impacts | 23 |
| 5 | Construction | 23 |
| 5.1 | Choix de construction | 23 |
| 5.2 | Argumentation des choix des matériaux | 24 |
| 6 | Conclusion et perspectives | 25 |
| 7 | Annexes | 25 |
| 7.1 | Maquette | 25 |
| 7.2 | Programme d'optimisation Matlab | 27 |
| 7.3 | Fichier Excel utilisé lors du dimensionnement | 28 |
| 7.4 | Planche et dessins techniques | 28 |

1 Introduction

Le projet FlyForce a pour but de concevoir un mécanisme entièrement en guidages flexibles permettant de prendre des mesures de dimensions de pièces mécaniques par palpage, grâce à l'utilisation d'un stylet. Nous avons donc conçu un système qui détecte les forces ($\pm 5\text{N}$ selon cahier des charges) appliquées sur le stylet: ce dernier translate selon z et tourne autour des axes x et y (voir section 2).

Ce rapport décrit premièrement la conception du mécanisme, c'est-à-dire l'idée générale de son fonctionnement, ensuite sont détaillés le dimensionnement et les différents choix de construction et de matériaux, et finalement une discussion des erreurs. Les principales sources théoriques de ce rapport sont l'ouvrage *Conception de guidages flexibles*, de Simon Henein, ainsi que le cours *Conception de mécanismes*. La majorité des formules utilisées pour la modélisation, la conception et le dimensionnement du mécanisme proviennent directement de cet ouvrage et de ce cours, qui ont servi de références tout au long du développement.

2 Conception générale

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Principe de guidage du stylet à 3 degrés-de-liberté

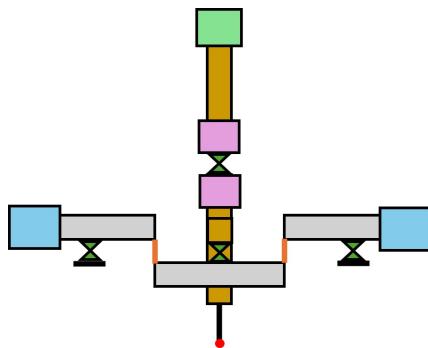


Figure 1: Schéma du mécanisme

Notre mécanisme est séparé en deux parties. La première est composée des poutres en gris sur le schéma et se charge de l'équilibrage en z. La deuxième comporte les poutre marron et s'occupe de l'équilibrage en x et y.

2.1.2 Principes d'équilibrage en force et en moment

L'équilibrage en x et en y se fait de la même manière. Le mouvement du stylet fait tourner une deuxième poutre dans le sens opposé. La masse supérieure en vert permet d'équilibrer en moment et les masses en rose permettent d'équilibrer en force le mécanisme dans ces deux axes.

L'équilibrage en z se fait grâce au deux masses bleu clair fixées aux extrémités. Quand le stylet monte, grâce aux pivots et aux lames fixées sur la partie grise, les masses descendent et inversement.

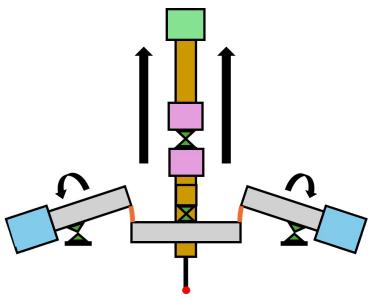


Figure 2: Translation en z

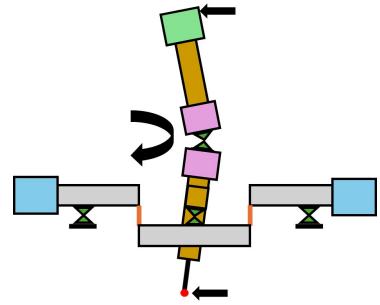


Figure 3: Rotation en x ou y

2.1.3 Principe de mesure des déformations du corps d'épreuve

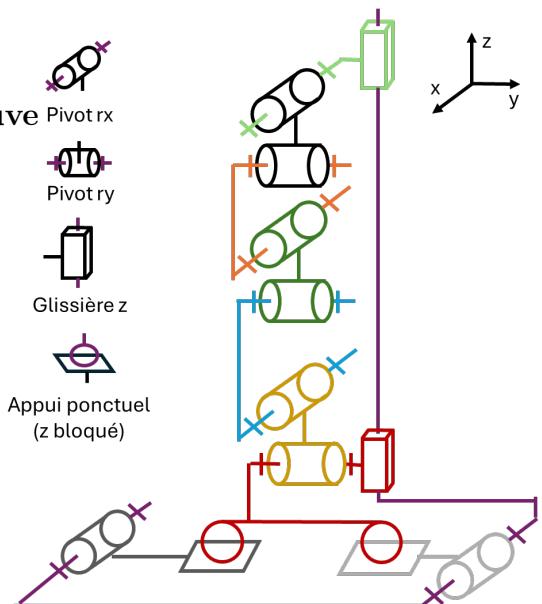
La mesure des déformations du corps d'épreuve se fait grâce à 3 capteurs capacitifs **CSH1FL-CRm1,4** (voir Annexes). La mesure du déplacement selon z est la plus simple car le mouvement vertical étant entièrement transmis jusqu'au sommet du mécanisme, il suffit de placer un capteur parallèlement à l'une des faces horizontales montante pour mesurer le déplacement. Selon les axes X et Y, la mesure se fait au niveau du double pivot central, légèrement au dessus pour des raisons pratiques (voir figure 6). Cette particularité a été déterminante dans la conception de notre mécanisme, car cette partie du palpeur effectue un mouvement de rotation. Notre capteur étant fixe et situé sur le bâti, il fallait que le mouvement de rotation ne dépasse pas 1° d'amplitude (voir section 3.6) pour garder la surface de mesure raisonnablement parallèle au capteur et ainsi rester précis. Ce critère a été déterminant lors du dimensionnement du mécanisme complet.

2.1.4 Mise en évidence des concepts originaux

Notre principal atout d'originalité réside dans le design monobloc du mécanisme. En effet, une seule pièce assure l'ensemble des fonctions requises par le cahier des charges (hors contremasses et vis), comme illustré en figure 6. Ce choix de conception nous a conduits à opter pour un usinage par électroérosion à fil. Ce procédé permet non seulement de réaliser une géométrie complexe en une seule étape, mais aussi d'éviter les problèmes d'assemblage liés aux hyperstatismes des tables à lames parallèles. Par ailleurs, une des particularités de notre mécanisme est qu'il repose sur de très faibles mouvements en rotation. Cela a nécessité d'assurer une rigidité relativement élevée au niveau des guidages flexibles, afin de respecter le cahier des charges.

2.2 Schéma cinématique du corps d'épreuve

Voici notre schéma cinématique, consistant de 8 pivots, 2 glissières et 2 appuis ponctuels qui remplacent les bielles 3D dans la cinématique idéale du rendu 1.



2.3 Calcul de la mobilité selon Grübler et discussion des hyperstatismes

Articulations :

- pivot ($\times 6$) : 1 DOF
- biellette 3D ($\times 2$) : 5 DOF
- rotule ($\times 1$) : 3 DOF
- glissière ($\times 2$) : 1 DOF

Grübler :

$$k = 11, \quad n = 9, \quad b = k-n+1 = 3 \quad \sum d_i = 6 \cdot 1 + 2 \cdot 5 + 1 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 21$$

$$M_{3D} = \sum d_i - 6b = 21 - 6 \cdot 3 = 3 \Rightarrow DOH = DOF - M_{3D} = 3 - 3 = 0$$

Nous avons donc **aucun hyperstatisme en guidages idéaux**.

2.4 Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles

Comme expliqué ci-dessus, le mécanisme utilise deux rotations et une translation.

Implémentation de la translation en Z

La translation en Z est permise par deux tables à lames parallèles fixées au bâti (entourées en figure 6 dans les sections E et C). Ces tables sont appelées ETAL et CTAL respectivement par simplification dans la suite du rapport.

Lorsque le stylet fixé à la pièce en bleu clair se déplace selon z, les tables à lames transmettent le mouvement jusqu'à la masse située en haut du mécanisme.

L'équilibrage selon Z est quant à lui permis par 2 lames et 2 pivots (figure 5). La lame et le pivot permettent au bras de levier (entouré en figure 6 dans la section B) de pivoter et ainsi faire descendre la masse lorsque le stylet monte.

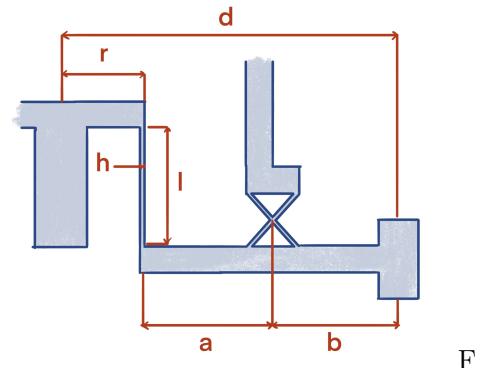


Figure 5: Schéma dimensions équilibrage Z (partie B de la figure 6)

Implémentation des rotations en X et Y

Les rotations pour un déplacement du stylet en X et en Y fonctionnent de manière identique. Les rotules sont implémentées par des doubles pivots à lames croisées non séparées (sections A, D, E, figure 6). Le détail du choix des pivots est détaillé en section 5.1. Ces doubles pivots permettent au mécanisme d'effectuer des rotations autour des axes x et y. Par conséquent, la partie bleu clair du bas (l1+l2) est reliée à la partie du haut (l3+l4) par le double pivot entouré en D sur la figure 6.

Le double pivot inférieur étant fixé au bâti, une légère translation de la partie supérieure selon z est observée ($<20 \mu\text{m}$) et est permise par ETAL.

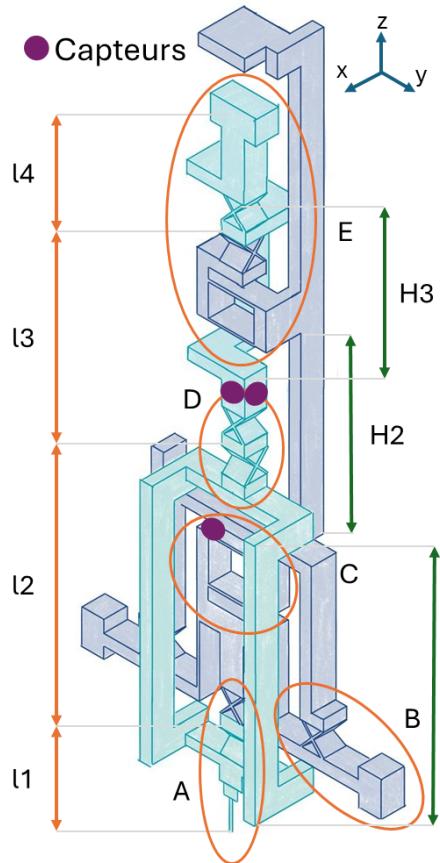


Figure 6: Schéma guidages flexibles

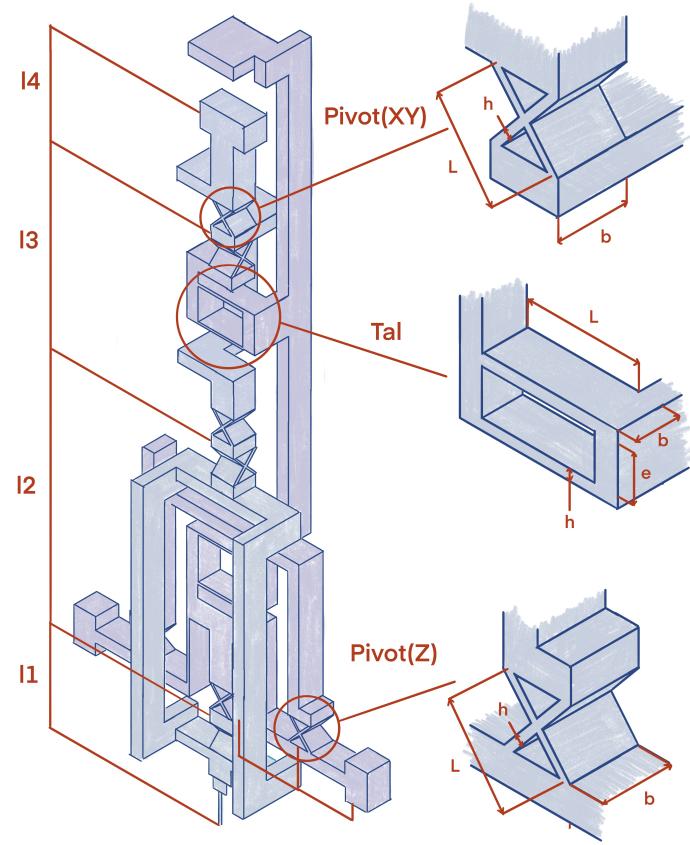


Figure 7: Schéma dimensions des lames

3 Dimensionnement détaillé

3.1 Notation et définition des grandeurs mécaniques

Dans cette section, nous définissons et nommons l'ensemble des grandeurs utilisées. Les valeurs de ces paramètres ont été choisies en amont, puis validées a posteriori à l'aide des calculs présentés dans les sections suivantes.

| Catégorie | Paramètre | Valeur |
|------------------------------|------------------------------|--------|
| Déplacement en entrée | $(x, y, z)_{\text{in}}$ [mm] | 1 |
| Matériau | σ_{adm} [MPa] | 2000 |
| | E [GPa] | 193 |
| | ρ [g/mm ³] | 0,008 |
| Encombrement | l_1 [mm] | 210,5 |
| | l_2 [mm] | 45 |
| | l_3 [mm] | 60 |
| | l_4 [mm] | 58,5 |
| Levier Z | a [mm] | 9,5 |
| | b [mm] | 16,75 |
| Guidages flexibles Z | | |
| Table à lame (TAL) | b [mm] | 10 |
| | e [mm] | 10 |
| | h [\mu m] | 125 |
| | L [mm] | 15 |
| Pivots (Z) | b [mm] | 10 |
| | h [\mu m] | 60 |
| | L [mm] | 10 |
| Lames (Z) | b [mm] | 10 |
| | h [\mu m] | 60 |
| | l [mm] | 15 |
| Guidages flexibles XY | | |
| Pivots (XY) | b [mm] | 10 |
| | h [\mu m] | 450 |
| | L [mm] | 5 |

Table 1: Résumé des paramètres mécaniques et géométriques

3.2 Calcul de cinématique

Cinématique selon l'axe Z

Lorsque l'on applique une force selon l'axe Z , le palpeur se déplace verticalement vers le haut. Ce mouvement entraîne avec lui toute la partie centrale du système, qui suit une cinématique purement verticale.

Les contrepoids du système sont montés sur pivots. Ces contrepoids décrivent donc un mouvement de rotation autour de leur pivot respectif.

On a donc :

$$\alpha_z = \arcsin \left(\frac{z_{\text{in}}}{a} \right) = \arcsin \left(\frac{1}{9,5} \right) \approx 6^\circ \approx 0,1 \text{ rad}$$

Cinématique selon l'axe X et Y

Le fonctionnement cinématique selon les axes X et Y est traité de manière similaire, ce qui est acceptable car la distance entre les centres des deux pivots qui forment la rotule est négligeable devant les l_i nous considérons donc des rotules à la place des deux pivots dans la suite.

Lorsque l'on applique un déplacement x_{in} (ou y_{in}) au niveau du palpeur, celui-ci décrit une rotation autour d'une rotule, notée ici rotule 1. Cette rotation entraîne une rotation opposée du contrepoids autour d'une autre rotule (rotule 3), les deux parties étant reliées mécaniquement par la rotule 2.

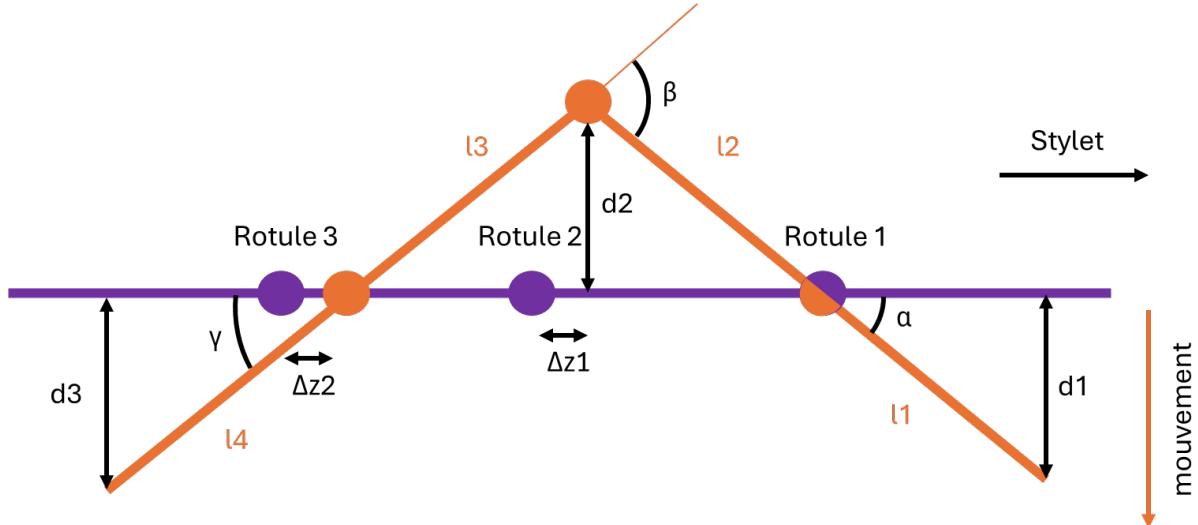


Figure 8: Cinématique des rotations

Ce système induit une série de rotations que l'on peut modéliser à travers trois angles :

- α : rotation du palpeur autour de la rotule 1,
- β : rotation de la rotule de liaison rotule 2
- γ : rotation du contrepoids autour de la rotule 3.

Ces angles sont donnés par les relations géométriques suivantes pour un $x_{\text{in}} = 1 \text{ mm}$:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{x_{\text{in}}}{l_1} \right) \approx 0,27^\circ \approx 0,0048 \text{ rad}$$

Le déplacement d_2 de la rotule centrale (rotule 2) s'exprime comme :

$$d_2 = \frac{l_2}{l_1} \cdot x_{\text{in}} \approx 0,24 \text{ mm}$$

Ce qui permet d'estimer l'angle de la rotule 3 γ :

$$\gamma = \arctan \left(\frac{d_2}{l_3} \right) \approx 0,21^\circ \approx 0,0037 \text{ rad}$$

L'angle de la rotule 2 est la somme des deux autres angles:

$$\beta = \alpha + \gamma \approx 0,48^\circ \approx 0,008 \text{ rad}$$

Enfin, cette cinématique engendre un léger décalage vertical parasite des rotules 2 et 3, que l'on peut estimer par :

$$\Delta z_1 = l_3(1 - \cos(\gamma)) \approx 4,5 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\Delta z_2 = l_2(1 - \cos(\alpha)) + \Delta Z_1 \approx 1 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Ces valeurs sont très faibles et seront négligées dans la suite de l'analyse.

3.3 Contraintes dans les articulations flexibles

Contraintes des pivots à lames croisées en rotation

Pour ces articulations, la contrainte maximale est donnée par la formule :

$$\sigma_{\max} = \frac{4Eh}{l} \cdot \theta$$

avec θ l'angle de rotation du pivot, h l'épaisseur des lames, l la demi-longueur des lames et E le module de Young du matériau utilisé.

En prenant un facteur de sécurité de 3 et $\theta = \alpha$, β et γ pour les doubles pivots 1, 2 et 3 respectivement, on obtient (pour un $\sigma_{\text{adm}} = 2000 \text{ MPa}$):

$$\sigma_{\max,1} = 3 \cdot 323,9 \approx 971,7 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{\max,2} = 3 \cdot 579,9 \approx 1739,8 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{\max,3} = 3 \cdot 256 \approx 768,1 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}}$$

Par symétrie, ces contraintes sont identiques en X et Y.

Concernant les 2 pivots responsables de l'équilibrage du stylet en Z (entourés dans la partie B de la figure 6), avec un angle $\theta = \alpha_z$, on obtient :

$$\sigma_{\max,\text{pivots Z}} = 3 \cdot 488,5 \approx 1465,5 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}}$$

Contraintes des tables à lames parallèles

La contrainte maximale dans les tables à lames parallèles est donnée par :

$$\sigma_{\max} = \frac{3Eh}{l} \cdot z_{in}$$

Pour $z_{in,\max} = 1 \text{ mm}$ et un facteur de sécurité de 3, les deux tables à lames CTAL et ETAL ayant les même dimensions on obtient :

$$\sigma_{\max,\text{TAL}} = 3 \cdot 321.67 = 965 \text{ MPa} < \sigma_{\text{adm}}$$

Ce qui est largement en dessous de la contrainte maximale admissible du matériau, malgré le grand facteur de sécurité.

3.4 Calculs de rigidité des articulations flexibles

Rigidité linéaire et angulaire de chaque articulation de l'axe Z

Le mouvement en Z est permis par trois types de guidages flexibles : **Table à lame (2x)**, **Pivot à lames croisées (2x)**, **Lame (2x)**.

Nous calculons ici la rigidité de ces articulations.

Table à lames :

Formule de rigidité : $K_0 = \frac{24EI}{\ell^3}$, où $I = \frac{bh^3}{12}$

Avec: $E = 192 \text{ GPa}$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 125 \mu\text{m}$, $\ell = 15 \text{ mm}$

Résultat:

$$K_0 \approx 2233,8 \text{ N/m}$$

Pivot à lames croisées :

Formule de rigidité angulaire: $K_\theta = \frac{8EI}{\ell}$, où $I = \frac{bh^3}{12}$

Avec: $E = 192 \text{ GPa}$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 60 \mu\text{m}$, $\ell = 10 \text{ mm}$

Résultat :

$$K_\theta \approx 0,028 \text{ Nm/rad}$$

Lame RCC (approximation pivot RCC) :

Pour le cas des lames, nous faisons l'approximation selon laquelle la lame tourne autour d'elle-même autour d'un axe x . De ce fait, la lame se comporte comme une lame d'un pivot RCC, ce qui engendre une rigidité angulaire deux fois plus faible et $\rho = 0$.

Formule de rigidité angulaire pivot RCC :

$$K_\theta = \frac{8EI(\ell^2 + 3\rho\ell + 3\rho^2)}{\ell^3} \quad \text{avec } I = \frac{bh^3}{12}$$

Dans le cas particulier où $\rho = 0$ et $K_{\theta \text{ lame}} = \frac{K_\theta}{2}$, cette formule se simplifie :

$$K_{\theta \text{ lame}} = \frac{8EI}{2\ell}$$

Avec: $E = 192 \text{ GPa}$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 60 \mu\text{m}$, $\ell = 15 \text{ mm}$

Résultat :

$$K_{\theta \text{ lame}} \approx 0,044 \cdot \text{Nm/rad}$$

Calcul de la rigidité équivalente selon l'axe Z

Selon l'axe Z , le système comporte 2 pivots, 2 tables à lames et 2 lames RCC. La rigidité équivalente $k_{\text{eq z}}$ est déterminée par l'addition des énergies potentielles.

$$\frac{1}{2}k_{\text{eq z}}z_{\text{in}}^2 = \frac{1}{2} \sum k_i z_i^2 + \frac{1}{2} \sum K_{\theta j} \alpha_j^2 = \sum E_{\text{pot}}$$

Avec (voir cinématique) : $z_{in} = z_{TAL} = 1 \text{ mm}$, $\alpha_{z,lame} \approx \alpha_{z,pivot} \approx \alpha_z \approx 0.1 \text{ rad}$

On en déduit :

$$k_{eq_z} = \frac{2 \sum E_{pot}}{z_{in}^2} \approx 5,28 \text{ N/mm}$$

Cela respecte le cahier des charges, qui impose une rigidité de $5 \text{ N/mm} \pm 10\%$

Rigidité linéaire et angulaire de chaque articulation de l'axe X et Y

L'axe X et Y sont des rotations, qui sont guidées par **trois pivots à lames croisées et une table à lames**. Contrairement à l'axe Z, le déplacement de la table à lames (ETAL) est très faible ($\ll 1 \text{ mm}$) et ne contribue que très peu à la rigidité globale (ici négligée). De plus, les angles de déplacement sont très faibles. Pour respecter le cahier des charges, nous avons donc choisi une épaisseur de lame pour les pivots relativement élevée pour augmenter la rigidité.

Pivot à lames croisées :

Formule de rigidité angulaire : $K_\theta = \frac{8EI}{L}$, avec $I = \frac{bh^3}{12}$

Avec: $E = 192 \text{ GPa}$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 450 \mu\text{m}$, $L = 5 \text{ mm}$

Résultat :

$$K_\theta \approx 23,5 \cdot \text{Nm/rad}$$

Calcul de la rigidité équivalente selon l'axe X et Y

Comme vu avant, nous pouvons calculer le $k_{eq_{xy}}$.

Avec (voir cinématique) : $x_{in} = 1 \text{ mm}$, $\alpha \approx 0,0047 \text{ rad}$, $\beta \approx 0,008 \text{ rad}$, $\gamma \approx 0,0037 \text{ rad}$,

On en déduit :

$$k_{eq_{xy}} = \frac{2 \sum E_{pot}}{x_{in}^2} \approx 4,93 \text{ N/mm}$$

3.5 Calcul des masses pour l'équilibrage

Notre mécanisme doit être équilibré en force et en moment. Ainsi, sa quantité de mouvement et son moment cinétique doivent rester nuls dans tout son espace de travail.

Masses du mécanisme

Le tableau 2 présente un aperçu de la masse des différentes pièces de notre mécanisme. Ainsi, nous savions avant de dimensionner les contrepoids que leur masse ne devait pas dépasser les 300g environ.

| Élément | Masse (g) |
|--------------------------|------------|
| Châssis | 163 |
| Supports capteurs | 44 |
| Capteurs (câbles inclus) | 90 |
| Corps principal | 382 |
| Vis | 18 |
| Total | 697 |

Table 2: Masses du mécanisme

Tentative de dimensionnement avec le stylet 100g

Nous avons d'abord essayé de dimensionner les masses du contrepoids en utilisant le stylet 100g. Cependant, avec ce stylet, il était impossible de poser le centre de masse sur le pivot du bas. Nous avons donc essayé d'équilibrer les axes X et Y simultanément en force et en moment. Après avoir tenté de résoudre ce problème par tâtonnement, le nombre de paramètres libres et la limitation du poids maximal nous ont poussés à procéder numériquement. La figure 9 montre le schéma du problème. La pièce A, d'inertie I_A et de masse m_A , représente le stylet et son support. La pièce B, d'inertie I_B et de masse m_B , représente le support des masses. Les dimensions L , r_2 , r_3 et r_4 de ces pièces sont également fixées. Les variables libres sont les masses des deux contrepoids, m_1 et m_2 , ainsi que la position de la rotule du haut par rapport au centre du contrepoids, r_1 . On cherche à minimiser la masse totale $M = m_1 + m_2$ des masses d'équilibrage sous la contrainte que la quantité de mouvement et le moment angulaire du mécanisme soient nuls.

$$\sum_i^N m_i \vec{v}_i = 0$$

$$\sum_i^N I_i \vec{\omega}_i = 0$$

Nous avons pu ramener ces contraintes à un problème de minimisation d'un problème linéaire. Les deux équations encodent les deux contraintes d'équilibrage et les deux inconnues sont les masses m_1 et m_2 :

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\frac{L}{2}-r_1}{r_1} & -\frac{\frac{L}{2}+r_1}{r_1} \\ (\frac{L}{2}-r_1)^2 & (\frac{L}{2}+r_1)^2 \end{bmatrix}$$

$$\vec{x} = \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \end{bmatrix} \quad \vec{b} = \begin{bmatrix} m_B - \frac{(r_1+r_2)r_4}{r_1 r_3} m_A \\ \frac{r_1+r_2}{r_3} (I_A + m_A r_4^2) - (I_B + m_B r_1^2) \end{bmatrix}$$

Nous avons ensuite minimisé la fonction $M = m_1 + m_2$ en fonction de r_1 . Le programme en section 7.2 résout numériquement ce problème avec les dimensions de notre mécanisme. Le résultat de l'optimisation est présenté à la figure 10. Nous obtenons des contrepoids de masses minimale $M = 804\text{g}$.

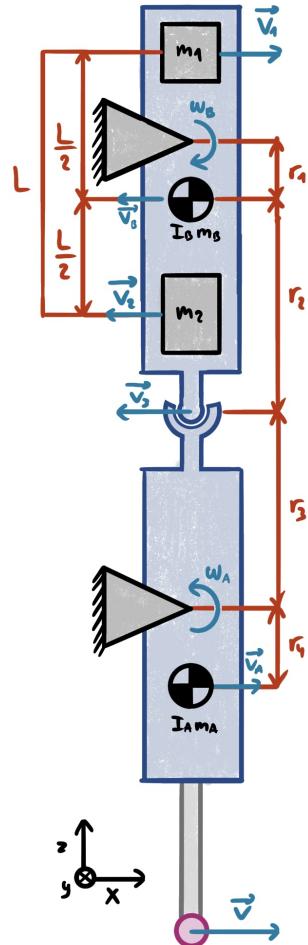


Figure 9: Schéma du dimensionnement avec stylet 100g

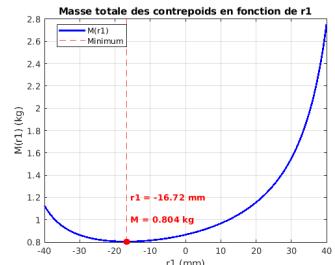


Figure 10: Masse totale des contrepoids en fonction de r1

Il ressort de cette analyse que les masses d'équilibrage pour les axes X et Y seraient trop lourdes avec le stylet de 100g. De plus, comme notre mécanisme fonctionne en série, les masses pour l'équilibrage en Z devraient être d'autant plus lourdes pour compenser celles-ci, ce qui crée un effet boule de neige considérable. D'autre part, après avoir calculé la densité du stylet et après une comparaison avec d'autres modèles de stylet de cette dimension, une masse de 10g nous semble plus réaliste. Notre mécanisme est donc conçu pour un stylet de 10g.

Axes X et Y

Nous traitons l'axe X et Y simultanément en considérant les pivots doubles comme des rotules. La figure 11 montre le schéma cinématique simplifié que nous avons utilisé afin d'équilibrer cette section du mécanisme. Avec le nouveau stylet, nous avons pu positionner le centre de masse des deux pièces sur leurs centres de rotation. Ainsi, la quantité de mouvement de chaque pièce est nulle et il nous a suffit de faire correspondre les moments angulaires pour déterminer l'inertie nécessaire du contrepoids:

$$I_1\omega_1 = I_2\omega_2 \Leftrightarrow I_1 = \frac{r_1}{r_2}I_2$$

Ensuite, nous avons pu procéder par tâtonnement pour que la pièce du haut possède cette inertie et que son centre de masse se situe sur son pivot. Les erreurs induites par les distances entre les centres de masse et de rotation et les différences entre les moments cinétiques réels seront traitées dans la section concernant les erreurs de mesures (voir section 3.15).

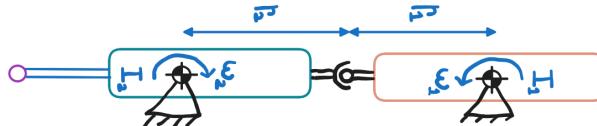


Figure 11: Schéma des axes X et Y

Axe Z

Pour cette axe, nous utilisons le modèle dessiné à la figure 12. Par symétrie, les deux contrepoids ont la même inertie et des vitesses angulaires opposées. Ainsi, leurs moments angulaires s'annulent lors du mouvement vertical du stylet. Concernant la quantité de mouvement, nous avons supposé que l'axe de rotation des deux poutres latérales passe par le centroïde de ces dernières. Nous avons donc ignoré leur quantité de mouvement dans nos calculs.

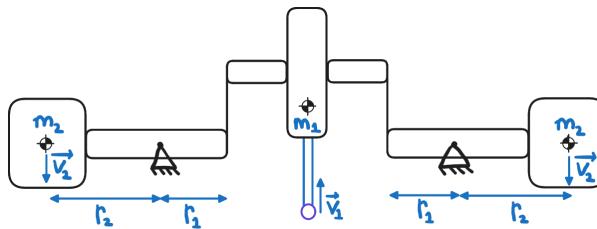


Figure 12: Schéma de l'axe Z

Pour dimensionner les contrepoids, nous avons d'abord choisi leur matériau et donc leur densité. Ensuite, nous avons fait un premier dessin sur le plan XY de l'empreinte des masses. Cela nous a permis de déterminer la position du centre de masse et sa distance avec le centre de rotation du pivot. Puis, nous avons déterminé la masse nécessaire pour contrebalancer le reste du mécanisme

en annulant la quantité de mouvement totale. Finalement, nous avons adapté la hauteur des contrepoids pour que leur poids correspond.

$$m_1 v_1 = 2m_2 v_2 \Leftrightarrow m_2 = \frac{r_1}{2r_2} m_1$$

Les différences entre le modèle théorique et la réalité sont discutées dans la section erreur de mesure (voir section 3.13).

Masse totale

Le tableau 3 présente la masse de nos quatre masses d'équilibrage. Au total, la masse de notre mécanisme est de $697 + 280 = 977\text{g}$.

| Élément | Masse (g) |
|---------------|------------|
| Masse haute | 47 |
| Masses milieu | 27 |
| Masse droite | 103 |
| Masse gauche | 103 |
| Total | 280 |

Table 3: Masse des contrepoids

3.6 Déplacements des cibles des trois capteurs capacitifs

Le premier capteur, chargé de mesurer les déplacements selon l'axe z, a sa cible positionnée juste après la table à lame parallèle inférieure. Le mouvement de cette cible s'effectue principalement selon l'axe z, avec une légère composante selon l'axe x. Toutefois, comme vu précédemment, ce déplacement selon x est négligeable.

Les deux autres capteurs, qui mesurent respectivement les déplacements selon les axes x et y, sont placés au centre du mécanisme. Leurs cibles suivent un mouvement similaire, combinant des déplacements selon les axes x et z, accompagnés d'une légère rotation. D'après la fiche technique du capteur, l'angle maximal admissible est de 1° . Nous avons donc veillé à ce que la rotation de la cible reste en dessous de cette limite. Comme mentionné précédemment, l'angle γ mesuré sur la pièce cible atteint au maximum 0.21° , ce qui respecte largement la contrainte imposée.

Enfin, étant donné que le mouvement de la cible est globalement parallèle au plan de mesure des capteurs, nous avons simplement agrandi la surface cible afin de permettre la détection sur toute la course du mécanisme, de butée à butée.

3.7 Étude de la robustesse et protection contre les surcharges

Des butées rigides sont intégrées au niveau du mécanisme afin de limiter la course maximale des capteurs. Elles sont positionnées légèrement au-delà de la plage utile de mesure ($\pm 1\text{ mm}$), de manière à ne pas interférer avec le fonctionnement normal. Leur rôle est d'empêcher tout déplacement lorsque la force appliquée dépasse 5,5 N. Le contact s'effectue entre deux parties rigides du mécanisme, conçues pour supporter sans dommage des surcharges allant au-delà de 15 N.

Dimensionnement pour l'axe z: Pour avoir une butée après l'application de 5,5N, nous calculons le déplacement maximal:

$$\Delta_{\text{butée}} = \frac{F}{k_{\text{eq}_z}} = \frac{5,5}{5,28} \approx 1,04 \text{ mm}$$

Dimensionnement pour l'axe xy: Pour une force d'entrée de 5,5 N, nous avons un $\Delta x_{\text{max}} \approx 1,12 \text{ mm}$ et par conséquent $\alpha \approx 0,3^\circ$. De plus, nous avons la distance entre le pivot et la butée qui est donnée par $l' = 47,5 \text{ mm}$. Ceci nous permet de calculer les butées:

$$\Delta_{\text{butée}} = \sin(\alpha)l' \approx 0,25 \text{ mm}$$

3.8 Résolution de mesure de force

Résolution de force pour l'axe Z

Pour l'axe Z, le capteur se déplace de la même manière que le palpeur. Nous avons choisi le capteur capacitif **CSH1FL-CRm1,4** (voir Annexes), qui offre une résolution de 20 nm.

La relation entre la force appliquée F_{in} et le déplacement vertical δ_z est donnée par la rigidité équivalente de l'axe Z :

$$\Delta z_{\text{in}} = \frac{F_{\text{in}}}{k_{\text{eq},z}} \Rightarrow F_{\text{rés}} = \Delta z_{\text{in}} \cdot k_{\text{eq},z}$$

On peut donc en déduire la résolution de mesure de force :

$$\Delta z_{\text{in}} = \Delta_{\text{capteur}} = 20 \text{ nm} \Rightarrow F_{\text{rés}} = 20 \times 10^{-9} \cdot 5,28 \times 10^3 \approx 0,11 \text{ mN}$$

Résolution de force pour les axes X et Y

Les capteurs capacitifs des axes X et Y sont situés juste au-dessus de la rotule 2. Ils subissent donc une rotation de $0,21^\circ$ on peut donc l'approximer comme une translation.

Le capteur utilisé est le **CSH1FL-CRm1,4** (voir Annexes), avec une résolution de 20 nm.

Le déplacement en entrée Δx_{in} est relié au déplacement mesuré Δ_{capteur} par la relation :

$$\Delta x_{\text{in}} = \frac{l_1}{l_2} \cdot \Delta_{\text{capteur}}$$

On peut donc en déduire la résolution de mesure de force :

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_{\text{rés}} &= \Delta x_{\text{in}} \cdot k_{\text{eq},xy} = \left(\frac{l_1}{l_2} \cdot \Delta_{\text{capteur}} \right) \cdot k_{\text{eq},xy} \\ &= \frac{210,5}{45} \cdot 20 \times 10^{-9} \cdot 4,92 \times 10^3 \approx 0,41 \text{ mN} \end{aligned}$$

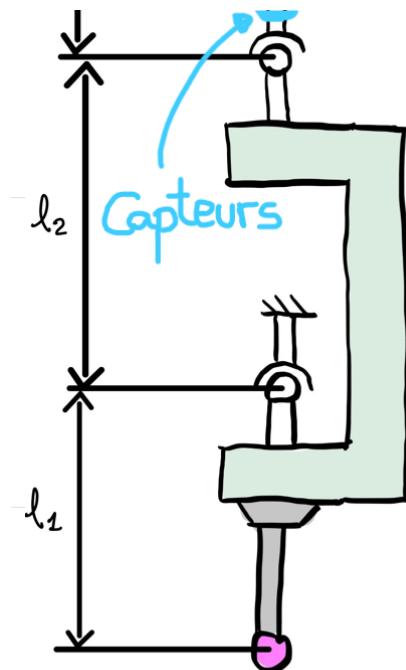


Figure 13: Rotule 1 déplacement du capteur

3.9 Gamme dynamique de la mesure de force

Gamme dynamique de mesure de force sur l'axe Z

On définit la gamme dynamique de mesure de force comme le rapport entre la force maximale mesurable et la plus petite variation de force détectable :

$$GD_z = 20 \log_{10} \left(\frac{F_{\max,z}}{\delta F_Z} \right)$$

Calcul de $F_{\max,z}$

$$F_{\max,z} = \text{résolution} \cdot k_{\text{eq},z} = 5,28 \text{ N}$$

De la section Résolution de mesure de force on a: $\delta F_Z = 0,11 \text{ mN}$

$$\Rightarrow GD_z = 20 \log_{10} \left(\frac{5,28}{1,1 \times 10^{-4}} \right) = 20 \log_{10}(48000) \approx 93,6 \text{ dB}$$

Gamme dynamique de mesure de force sur les axes X et Y

Calcul de $F_{\max,xy}$

$$F_{\max,xy} = \left(\frac{l_1}{l_2} \cdot \text{résolution} \right) \cdot k_{\text{eq},xy} = \frac{210,5}{45} \cdot 1 \cdot 4,92 = 23 \text{ N}$$

Mais cette valeur est limitée par les butées $\Rightarrow F_{\max,xy} = 5,5 \text{ N}$

De la section Résolution de mesure de force on a: $\delta F_{xy} = 0,41 \text{ mN}$

$$\Rightarrow GD_{xy} = 20 \log_{10} \left(\frac{5,5}{4,1 \times 10^{-4}} \right) = 20 \log_{10}(13415) \approx 82,5 \text{ dB}$$

3.10 Résolution de mesure de déplacement

Résolution de mesure pour un déplacement selon l'axe Z

Sur l'axe Z, le capteur se déplace directement sans effet de levier ni multiplication du mouvement. Ainsi, la résolution de mesure est simplement celle du capteur lui-même, soit :

$$\Delta z = \Delta_{\text{capteur}} = 20 \text{ nm}$$

Résolution de mesure pour un déplacement selon les axes X et Y

Comme vu dans la section 3.8:

$$\Delta x_{\text{in}} = \frac{l_1}{l_2} \cdot \Delta_{\text{capteur}}$$

Avec : $l_2 = 52 \text{ mm}$ $l_1 = 210,5 \text{ mm}$ $\Delta_{\text{capteur}} = 20 \text{ nm}$

On obtient donc la résolution sur les axes X et Y :

$$\Delta x, y = \frac{210,5}{45} \cdot 20 \text{ nm} \approx 93,5 \text{ nm}$$

3.11 Masse réduite de l'ensemble du mécanisme

Masse réduite selon l'axe Z

$$\omega_{pivot} = \frac{v_{in}}{a} = \frac{v_{Mz}}{b} \Rightarrow v_{Mz} = \frac{b}{a} v_{in}$$

Énergie cinétique totale :

$$\frac{1}{2} M_{eqz} v_{in}^2 = \frac{1}{2} (M_{stylet} + M_{milieu} + M_{haut} + M_{visses} + M_{structurez}) v_{in}^2 + 2 \cdot \frac{1}{2} M_z \left(\frac{b}{a} v_{in} \right)^2$$

D'où la masse équivalente :

$$M_{eqz} = M_{stylet} + M_{milieu} + M_{haut} + M_{structurez} + M_{visses} + 2M_z \left(\frac{b}{a} \right)^2 = 1696.8[\text{g}]$$

Moment d'inertie réduite selon les axes X et Y

Calcul d'inertie équivalent en pour les rotations autour des axes x et y sont similaires du à la symétrie des pièces.

$$\frac{1}{2} I_{eq} \omega_1^2 = \frac{1}{2} I_{eq,1} \omega_1^2 + \frac{1}{2} I_{eq,2} \omega_2^2 \quad \text{Avec : } \omega_1 l_2 = \omega_2 l_3 \quad (1)$$

Expression de I_{eq} (avec D_1^2 la distance entre le centre de masse du stylet et la rotule 1 et l'_3 la distance entre la masse milieu et la rotule 3) :

$$I_{eq} = I_{eq,1} + \left(\frac{l_2}{l_3} \right)^2 I_{eq,2} \quad (2)$$

Avec $I_{eq,1} = M_{stylet} \cdot D_1^2 + I_1$ et $I_{eq,2} = M_{haut} \cdot l_4^2 + M_{milieu} \cdot l'_3^2 + I_2$

Application numérique :

$$I_{eq,1} = 10 \cdot 117.5^2 + 71 \approx 209.5 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (3)$$

$$I_{eq,2} = 165 \cdot 58.5^2 + 2 \cdot 0.012 \cdot 51.5^2 + 90 \approx 718.33 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (4)$$

Calcul de I_{eq} :

$$I_{eq} = I_{eq,1} + \left(\frac{l_2}{l_3} \right)^2 \cdot I_{eq,2} = 209.5 + 0.75^2 \cdot 718.33 = 613.56 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \quad (5)$$

On peut approximer le stylet par un cylindre tournant autour d'un de ses bouts. Dont l'équation est la suivante: $I_{eq} = \frac{M_{eq} \cdot l_1^2}{3}$

$$M_{eq} = \frac{3 \cdot I_{eq}}{l_1^2} = \frac{3 \cdot 613.56}{210.5^2} \approx 0.04154 \text{ kg} = 41.54 \text{ g} \quad (6)$$

3.12 Résistance à l'usure et analyse de la durabilité

Pour calculer la résistance à la fatigue d'un matériau, nous utilisons la loi de Miner.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = C$$

Où n_i est le nombre de cycles accumulé à un stress S_i et N_i est le nombre moyen de cycles pour casser au stress S_i . C est donc la fraction de vie consumée.

Nous avons opté pour l'acier Maraging W720 pour notre mécanisme. Ce matériau a une limite d'endurance pour 10 millions de cycles en flexion de :

$$\sigma_d = 735 [MPa]$$

De plus nous voulons que notre mécanisme dure plus de 10 ans avec une cadence de palpation de 2 Hertz en l'utilisant 4 heures par jour. Nous aurons donc un nombre de cycle :

$$n_i = \frac{t}{f} = \frac{10 \cdot 365 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 60}{2} = 26.28 \cdot 10^6$$

Notre mécanisme endure en moyenne une force de 5 [N] par cycle. Le rayon de la bille étant de $r = 3$ [mm]. On peut calculer la pression moyenne :

$$\sigma_{moy} = \frac{F}{A} = \frac{5}{\pi \cdot 0.003^2} = 176.838 [kPa]$$

Cette valeur étant significativement plus faible que la pression nécessaire pour casser à 10 millions de cycles, nous pouvons assurer que le mécanisme sera très loin de casser.

3.13 Erreur de mesure de force induite par les accélérations en translation

Accélération selon l'axe z

Supposons une accélération en z: \vec{a}_{cc} . Nous souhaitons calculer l'erreur de mesure dûe à une inexacititude des masses. Comme on peut observer sur la figure 15, idéalement, nous avons une masse m_1 qui monte, compensée par deux masses m_2 égales qui descendent. Calculons l'erreur de mesure si nos masses m_2 ont une inexacitide de ϵ_m (pourcentage de la masse totale). Posons la deuxième loi de Newton:

$$\vec{F}_{err} = 2(m_2 + \frac{\epsilon_m}{2})\vec{a}_{cc} \frac{b}{a} - m_1\vec{a}_{cc} = \epsilon_m \vec{a}_{cc} \frac{b}{a}$$

Nous avons donc pu isoler la force parasite \vec{F}_{err} , car nous savons que idéalement la somme des forces est nulle comme nous sommes équilibrés en force ($m_1\vec{a}_{cc} = 2m_2\vec{a}_{cc} \frac{b}{a}$).

Par conséquent, nous pouvons donc calculer le déplacement parasite Δx_{err} pour une erreur de $\epsilon_m = 0,5g$ (Avec un tolérancement moyen ISO 2768-m et en approximant les masses à des cubes l'erreur est d'environ 1 gramme, il faudra donc être très précis sur l'usinage des masses.) et une accélération de $a_{cc} = a + g = 15,81 m/s^2$:

$$F_{err} = 14mN \Rightarrow \Delta x_{err} = \frac{F_{err}}{k_{eq_z}} = \frac{0,014}{5,28} \approx 0,0026 mm \Rightarrow \frac{\Delta x_{err}}{x_{tot}} = 0,26\%$$

Remarque: Nous pouvons voir qu'avec une erreur de $0,5g$ Nous sommes à la limite des critères l'usinage de ces pièces demandera donc une très bonne précision pour le bon fonctionnement de notre mécanisme

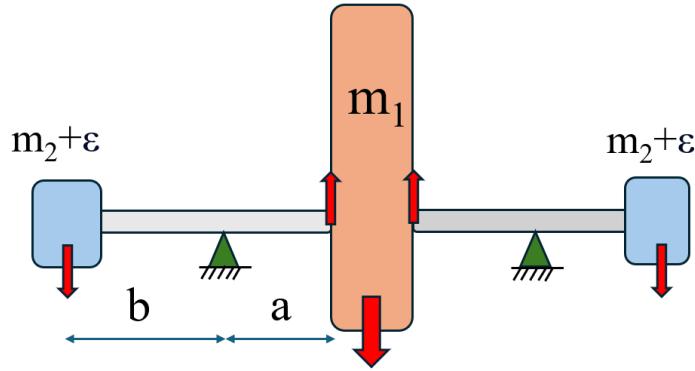


Figure 14: Schéma de l'axe Z avec $m_2 + \epsilon$

Accélération selon l'axe xy

Supposons une accélération selon l'axe x : \vec{a}_{cc} . Dans un mécanisme idéal, les centres de masse seraient parfaitement positionnés sur les pivots, et une accélération horizontale n'aurait aucun impact sur la mesure.

Cependant, considérons maintenant un léger décalage du centre de masse de la masse la plus lourde $m_1 = 0,191$ kg. Ce décalage, noté δ , engendre une force parasite lors d'une accélération horizontale:

$$F_{\text{err}} = \frac{m_1 \vec{a}_{cc} \delta l_2}{l_1 l_3}$$

Ce qui nous donne avec une accélération de $a_{cc} = 6 \text{ m/s}^2$ et $\delta = 1\text{mm}$:

$$F_{\text{err}} = 4mN \Rightarrow \Delta x_{\text{err}} = \frac{F_{\text{err}}}{k_{\text{eq xy}}} = \frac{0,004}{4,92} \approx 0,0008 \text{ mm} \Rightarrow \frac{\Delta x_{\text{err}}}{x_{\text{tot}}} = 0,08\%$$

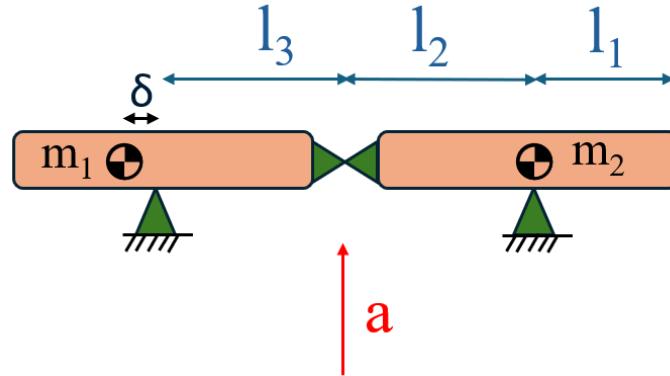


Figure 15: Schéma de l'axe x avec un δ sur le centre de masse

3.14 Erreur de mesure de force induites par les changements d'orientation de la gravité

Lorsque l'orientation du mécanisme change dans l'espace, la direction du vecteur gravité dans le repère du palpeur est modifiée. En particulier, si le palpeur est incliné d'un angle α par rapport à la verticale, l'accélération gravitationnelle se décompose selon les axes x et z comme suit :

$$\vec{g} = g (\sin(\alpha)\hat{x} + \cos(\alpha)\hat{z})$$

Des sections précédentes on obtient:

$$\vec{F}_{\text{err}} = \epsilon_m \frac{b}{a} \vec{a}_{\text{ccz}} + \frac{m_1 \delta l_2}{l_1 l_3} \vec{a}_{\text{ccx}} = \epsilon_m g \cos(\alpha) \frac{b}{a} \hat{z} + \frac{m_1 g \sin(\alpha) \delta l_2}{l_1 l_3} \hat{x}$$

Ce qui nous donne avec une alpha de 20° et les même approximations qu'avant:

$$\vec{F}_{\text{err}} = 0,008 \hat{z} + 1,7 \times 10^{-6} \hat{x} \approx 0,008 \hat{z} \Rightarrow \Delta x_{\text{err}} = \frac{\vec{F}_{\text{err}}}{k_{\text{eq}_Z}} = \frac{0,008}{5,28} \approx 0,0015 \text{ mm} \Rightarrow \frac{\Delta x_{\text{err}}}{x_{\text{tot}}} = 0,15\%$$

3.15 Erreur de mesure de force induite par les accélérations en rotation

Erreur sur le centre de masse

Calculons maintenant l'erreur dûe à une accélération angulaire. En effet, nous avions fait l'hypothèse dans la section 3.5 que les centres de masses et de rotation étaient confondus. Analysons l'erreur de mesure en cas de distance δ entre le centre de rotation et le centre de masse. Posons donc la somme des moments, en utilisant la règle de Steiner:

$$\vec{M}_{\text{err}} = I_1 \vec{\alpha}_1 - (I_2 + m_2 \delta^2) \vec{\alpha}_2 = -m_2 \delta^2 \vec{\alpha}_2$$

De là, on peut donc déduire la force parasite:

$$\vec{M}_{\text{err}} = \vec{F}_{\text{err},xy} l_1 \Rightarrow F_{\text{err}} = \frac{m_2 \delta^2 \alpha_2}{l_1}$$

Comme on a $k_{\text{eq}_{x,y}}$ en translation du stylet, on en déduit le déplacement parasite Δx_{err} pour un moment d'inertie pour $m_2 = 0.117 \text{ kg}$, une erreur de $\delta = 1 \text{ mm}$, une accélération de $\alpha = 30 \text{ rad/s}^2$ $I_{2,x,y} \approx 71 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$.

$$F_{\text{err}} \approx 0,015 \text{ mN} \Rightarrow \Delta x_{\text{err}} = \frac{F_{\text{err}}}{k_{\text{eq}_Z}} = \frac{1,5 \times 10^{-5}}{4,9} \approx 3,1 \times 10^{-6} \text{ mm} \Rightarrow \frac{\Delta x_{\text{err}}}{x_{\text{tot}}} \approx 0,0003\%$$

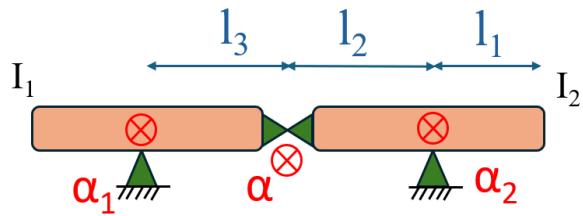


Figure 16: Schéma de l'axe x avec accélération α selon y

Erreur sur l'inertie

Nous ajoutons un ψ d'erreur sur I :

$$\vec{M}_{\text{err}} = I_1 \vec{\alpha}_1 - (I_2 + \psi I_2) \vec{\alpha}_2 = -\psi I_2 \vec{\alpha}_2$$

Nous pouvons en déduire la force parasite:

$$\vec{M}_{\text{err}} = \vec{F}_{\text{err,xy}} l_1 \Rightarrow F_{\text{err}} = \frac{\psi I_2 \alpha_2}{l_1}$$

Avec (valeur directement récupérée dans la modélisation 3d) $I_2 = 71 \text{ kgmm}^2$ et une erreur de $1g$ sur la masse nous donne $I_2 = cm_2$, $I'_2 = c(m_2 + 1g) \Rightarrow \Delta_I = \psi I_2 \approx 0,6 \text{ kgmm}^2$. la force vaut donc:

$$F_{\text{err}} \approx 0,014 \text{ mN}$$

3.16 Erreur de mesure de force induite par les vitesses angulaires

Supposons maintenant une rotation angulaire ω autour de l'axe z , et analysons l'erreur de mesure, à travers la force centrifuge induite. Comme illustré sur la figure 17, le système comprend deux masses m_2 situées à une distance $a + b$ de l'axe de rotation.

Nous arrivons donc à une force induite de:

$$F_{\text{err z}} = 2 \sin \beta \cdot F_c, \text{ avec } F_c = m_2 a_C = m_2 \frac{v^2}{a + b} = m_2 \omega^2 \cdot (a + b)$$

Avec un angle $\beta_{\max} = 6^\circ$ et $\omega = 5 \text{ rad/s}$ nous arrivons à une erreur max de:

$$\Rightarrow \Delta x_{\text{err}} = \frac{F_{\text{err}}}{k_{\text{eq}_Z}} = \frac{0,014}{5,28} \approx 0,003 \text{ mm} \Rightarrow \frac{\Delta x_{\text{err}}}{x_{\text{tot}}} = 0,3\%$$

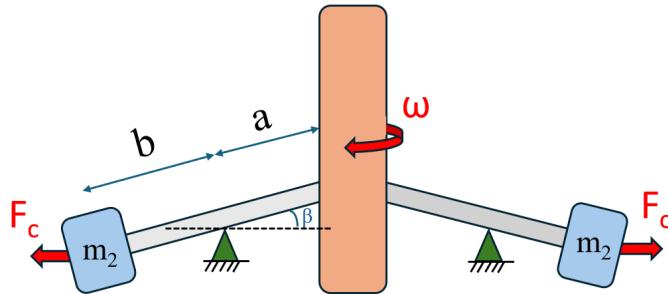


Figure 17: Schéma de l'axe Z avec rotation ω

3.17 Discussion des erreurs de mesure

Nous avons donc estimé et calculé les erreurs de mesure dues à plusieurs inexactitudes entre le modèle réel et le modèle théorique. Les plus grandes forces fictives que nous avons trouvées valent 14 mN . Cela est raisonnable et correspond au cahier des charges, car inférieur à 15 mN . Ces forces sont donc bien négligeables dans les calculs et n'entravent pas le bon fonctionnement du système.

Cependant certaines approximations que nous avons faites sont faible et dur à obtenir dans la réalité. C'est principalement le cas de ϵ_m . Dans le prolongement du projet nous pourrions imaginer des masses plus volumineuse mais avec une densité plus faible pour pouvoir nous approcher le plus possible de cette erreur. Nous pouvons donc voir que nos erreurs restent toutes en-dessous de 2%, et que le système marche sans que les imprécisions mentionnées ci-dessus n'entravent son fonctionnement.

3.18 Erreur de mesure de force induite par les non-linéarités du corps d'épreuve

Dans notre conception, nous avons fait l'hypothèse des petits déplacements. Cette hypothèse s'applique très bien dans le cadre de notre projet car les courses de nos articulations restent bien en deçà de leurs courses admissibles, minimisant ainsi les effets dûs à la non linéarité qui sont surtout observés en fin de course ou lors de déformations importantes. L'erreur de mesure induite par la non linéarité de rigidité est donc négligeable.

De la même manière, des défauts de non-linéarité d'inertie peuvent être observés. Ces derniers peuvent apparaître dans des cas d'utilisation dynamique lorsque la géométrie du mécanisme est modifiée par la mesure d'une force. Une fois encore, nos déplacements sont très petits (pour plus de détails, voir section 3.2). Ces défauts sont minimes et donc négligés dans nos calculs. Une validation expérimentale (sur un prototype dans une prochaine phase de développement, par exemple) permettrait de quantifier ces erreurs potentielles dues à ces non-linéarités et d'identifier les éventuelles limites des simplifications.

4 Discussion

4.1 Tableau des conformités avec le cahier des charges

| Thème | Objectif du cahier des charges | Réalisation |
|--|--|---|
| Encombrement * | Hauteur max de 191 mm, diamètre max de 84 mm | Hauteur : 191 mm, diamètre : 80mm non sollicité, 81.7 mm au pire des cas |
| Masse * | Masse du capteur : 1 kg | Masse totale mesurée à 978g, châssis, vis et capteurs compris |
| Mesure force * | Plage de mesure de la force : ± 5 N | Respectée, avec butées pour $\pm 5,5$ N |
| Mesure du déplacement * | Plage de mesure du déplacement : ± 1 mm | Amplitude conforme avec capteur à 1 mm |
| Rigidité * | Rigidité 5 N/mm (± 0.5) | Rigidité équivalente obtenue : $\pm 5,28$ N/mm selon z et $\pm 4,92$ N/mm selon xy |
| Résolution de mesure de la force * | Résolution ≤ 1.5 mN | ± 0.11 mN atteinte sur X/Y, 0.41 mN sur Z |
| Inertie * | Erreur due à l'inertie < 15 mN | ± 14 mN au pire des cas |
| Corps d'épreuve en guidages flexibles. * | 3 DDL en guidages flexibles | Mécanisme avec aucun frottement solide et sans ressorts ajoutés |
| Équilibrage forces * | Insensibilité à la gravité et translation de la base | Mécanisme équilibré en forces |
| Équilibrage en moments * | Insensibilité aux accélérations en rotation | Mécanisme équilibré en moments |
| Invariance inertielle | Insensibilité aux vitesses angulaires | Mécanisme sensible au vitesses angulaires |
| Solidité | Résistance à ± 15 N sans endommagement | Système de butées garantissant le confinement du déplacement dans les limites admissibles |
| Durée de vie | >10 ans à 2 Hz, 4h/jour | $\sigma_{\max} << \sigma_D$: casi-insensibilité à la fatigue |
| Température | Fonctionnement : $23 \pm 5^\circ\text{C}$ | Propriétés du matériau prises pour environ 23°C |
| Coût | < 300 CHF (indicatif) | Coût supérieur selon nous, malgré l'absence d'assemblage du corps principal |

Table 4: Résumé des exigences du cahier des charges et leur réalisation

4.2 Justification des non conformités du cahier des charge et impacts

Le mécanisme présenté respecte tous les critères déterminants du cahier des charges.

L'atteinte de l'invariance inertIELLE aurait nécessité une mise en symétrie dynamique des masses en mouvement, l'ajout de nouvelles masses ou encore de nouvelles structures, ce qui aurait fortement compromis les autres points du cahier des charges que nous avons préféré prioriser (encombrement, masse totale, etc). Ce critère a donc été assez tôt volontairement écarté au profit d'un système plus simple et plus compact.

Les contraintes d'encombrement nous ont conduit à concevoir un design se comportant différemment selon l'axe Z et les axes X-Y, ce qui nous a amené à avoir une légère différence de rigidité entre ceux-ci. Cette différence a été minimisée au maximum et est relativement faible ($\approx 0,35 \text{ N/mm}$, voir section 3.4). Le dépassement budgétaire indicatif est justifié par le choix d'un système monolithique et précis. Les calculs exacts des coûts n'ont pas été effectués mais nous semblent peu atteignables en utilisant l'électroérosion à fil (voir 5 pour les détails de ce choix ainsi que des pistes pour réduire ce coût). Le coût élevé du dispositif peut également se justifier par la large marge de sécurité offerte par notre conception. En effet, les contraintes mécaniques restent très en dessous des limites admissibles, ce qui garantit une durée de vie extrêmement élevée, bien au-delà des 10 ans exigés. Le mécanisme présente ainsi une grande robustesse et ne nécessite aucun remplacement à long terme, ce qui compense en partie le surcoût initial.

5 Construction

5.1 Choix de construction

Nous avons choisi de créer une pièce monobloc, dont les principaux avantages sont l'élimination des hyperstatismes liés aux tables à lames parallèles et aux doubles-pivots (rotule), ainsi que la réduction des coûts d'assemblage. Pour cela, nous avons choisi d'usiner notre pièce en électroérosion à fil, qui permet d'usiner des lames avec précision.

La fabrication se fera en deux étapes : un premier en usinage par fraisage, en retournant la pièce, suivi d'une finition par électroérosion à fil pour tous les éléments flexibles. Nous avons à cette fin conçu un brut d'usinage en forme de rectangle, le plus fin possible tout en respectant l'encombrement, afin de limiter le gaspillage de matière malgré la nature monobloc de la pièce.

L'usinage par électroérosion a nécessité une adaptation de notre design pour garantir un accès libre selon les axes X et Y au niveau des zones à usiner, comme illustré en exemple dans la figure 18.C'est également pour cette raison que nous avons choisi d'utiliser des pivots à lames croisées non séparées plutôt que séparées, ce qui a été facilité par le fait que notre design ne demande que de faibles courses angulaires au niveau des pivots.

Il faudra ainsi électro-éroder la pièce une fois selon l'axe X et une fois selon l'axe Y. Les tables à lames parallèles nécessitent d'utiliser un pont par lame, car la longueur de celles-ci est supérieur à $60 \cdot h$. Notre design offre par ailleurs la possibilité d'être usiné en plus grande quantité si les pièces sont mises en parallèle et que le fil traverse 2 pièces ou plus en même temps, permettant ainsi une réduction du prix de production à la chaîne. Toutefois, les aspects techniques et pratiques de cette solution n'ont pas été examinés en profondeur dans cette première phase du projet, mais pourraient l'être par la suite afin de réduire le coût par pièce.

Le châssis, composé de deux pièces (une pour fixer le palpeur au bâti et une pour pouvoir fixer les capteurs), ainsi que les masses seront usinés de manière classique. Pour le châssis, un

tolérancement ISO 2768-m convient, hormis pour la distance entre les 2 branches de celui-ci qui doit être plus précise. Pour ce qui est des masses, une grande précision d'usinage sera nécessaire (voir section 3.13)

Enfin, nous avons décidé de séparer les contrepoids de la pièce principale de sorte qu'ils soient amovibles afin de pouvoir choisir une densité plus élevée ainsi que pour faciliter l'équilibrage en cas de changement de masse ou de taille du stylet.

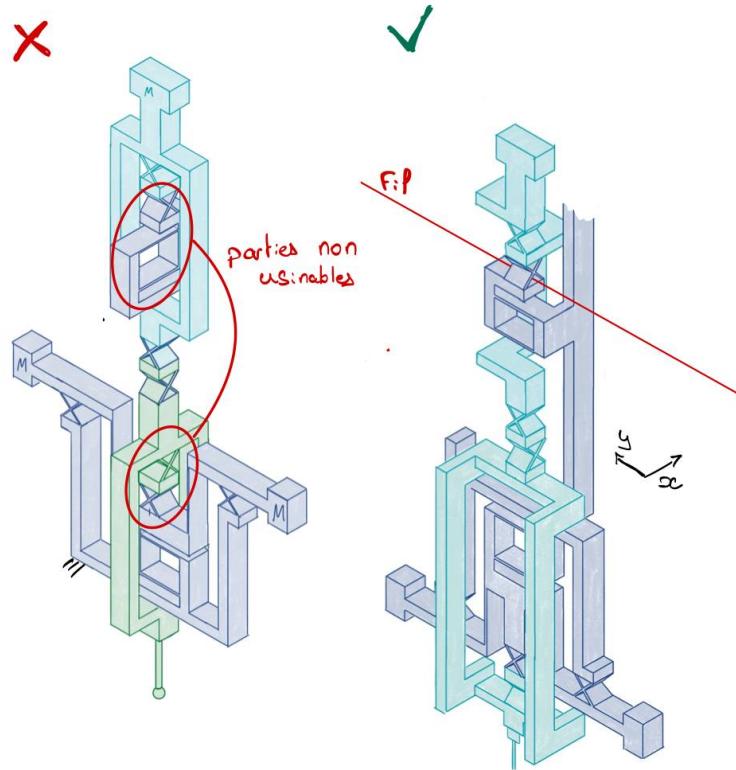


Figure 18: Adaptation du design pour l'usinage

5.2 Argumentation des choix des matériaux

Le choix du matériau pour la pièce principale dépend principalement du module de Young, qui influence la rigidité des éléments flexibles.

Le recours à l'électroérosion imposait l'usage d'un matériau métallique conducteur. En effet, ce procédé nécessite un matériau conducteur pour fonctionner.

Nous avons également consulté le logiciel CES EduPack utilisé en cours de matériaux, en tenant compte du fait qu'un guidage flexible nécessite un matériau à module de Young élevé et avec une bonne élasticité pour supporter de grandes déformations répétées. Les principaux matériaux répondant à ces critères sont : l'acier, les alliages de nickel et le titane.

Pour des raisons de coût, le titane a été écarté. Nous avons choisi l'acier, un matériau courant, facile à usiner et compatible avec l'électroérosion.

Les masses séparables sont en plomb, un matériau que nous avons choisi pour sa densité élevée

6 Conclusion et perspectives

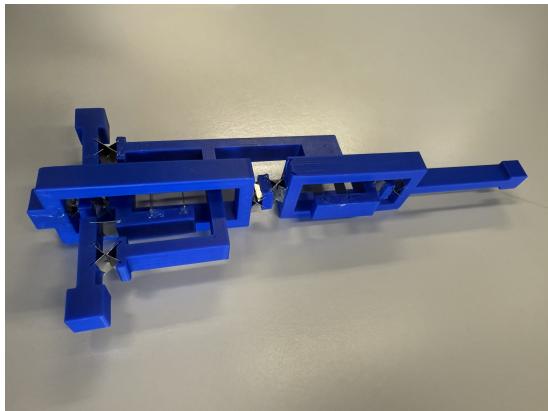
Le projet FlyForce a permis de concevoir un mécanisme de mesure de force reposant uniquement sur des guidages flexibles, sans pièces mobiles traditionnelles, ni frottement, ni jeu mécanique. Nous avons dans cette première phase de développement validé le principe de fonctionnement du mécanisme, réalisé une conception détaillée et mené un dimensionnement complet en adéquation avec le cahier des charges. Cette première phase pose les bases d'une conception avancée de notre palpeur, ainsi que de la réalisation d'un prototype. Une amélioration envisagée serait d'allonger les courses angulaires des pivots flexibles dans le but d'amplifier les déplacements mesurables, mais il faudrait pour cela trouver des capteurs capables de mesurer un déplacement angulaire supérieur à 1° , ou encore transformer le mouvement de rotation en mouvement de translation au niveau des points de mesure. Il serait également intéressant d'améliorer l'isotropie de notre mécanisme, ou à défaut, de prendre en compte cette anisotropie dans le traitement des données des capteurs. Par ailleurs, une analyse plus poussée des coûts de fabrication serait nécessaire, en étudiant notamment la simplification des pièces ou le recours à des procédés de fabrication plus économiques, afin de rendre le système plus facilement industrialisable.

7 Annexes

7.1 Maquette

Nous avons réalisé une maquette pour mieux comprendre la cinématique de notre palpeur en implantation flexible. Elle est à l'échelle 1:1, avec une conception simplifiée afin de faciliter son impression en 3D et son assemblage à l'aide de lames en acier inoxydable (un matériau proche de celui utilisé dans la conception finale). Les lames utilisées ont une épaisseur de 200 μm , ce qui ne correspond pas exactement aux épaisseurs réelles (comprises entre 60 et 450 μm), mais offre néanmoins une bonne approximation du comportement mécanique.

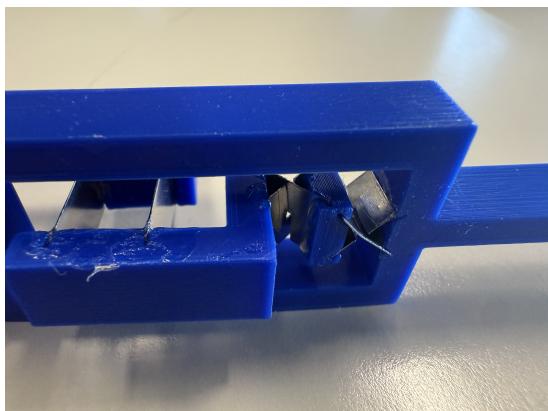
On observe que le déplacement selon l'axe Z est nettement plus rigide que les rotations autour des axes X et Y. Cette différence est due à l'épaisseur des lames et des pivaux latéraux qui est supérieure à celle prévue pour le mécanisme final, ainsi qu'aux pivots centraux, qui eux sont plus fins.



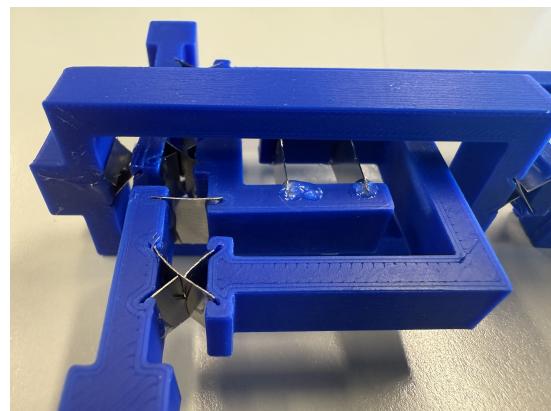
(a) Maquette



(b) Maquette imprimée en 3D avec lames en acier inoxydable



(c) Équilibrage X et Y



(d) Équilibrage Z

Figure 19: Maquette 3D vues des équilibrage pour les axes X, Y et Z, taille réelle

7.2 Programme d'optimisation Matlab

```
% Ce script calcule et trace la masse totale de deux contrepoids
% en fonction du parametre r1 en resolvant un systeme lineaire base
% sur les parametres geometriques et inertIELS du systeme.
% L'objectif est de determiner la valeur de r1 minimisant
% la masse totale des contrepoids.

% Fonction de calcul des masses du contrepoids en fonction de r1
function [m1, m2] = calcul_masses(r1)
    % Parametres
    % Les longueurs sont donnees en mm, les masses en kg
    % et les inerties en kg*mm^2
    L = 100;
    r2 = 57;
    r3 = 52;
    r4 = 45;
    Ia = 1625;
    ma = 0.217;
    Ib = 98;
    mb = 0.115;

    % Systeme d'équations lineaire à résoudre
    A = [ (L/2 - r1)/r1, -(L/2 + r1)/r1 ;
           (L/2 - r1)^2, (L/2 + r1)^2 ];
    b = [ mb - (((r1 + r2)*r4)/(r1*r3))*ma ;
           ((r1 + r2)/r3)*(Ia + ma*r4^2) - (Ib + mb*r1^2) ];

    % Resolution
    sol = A \ b;
    m1 = sol(1);
    m2 = sol(2);
end

% Calcule des masses pour une plage de r
r_vals = linspace(-40, 40, 300);
M_vals = nan(size(r_vals));
for i = 1:length(r_vals)
    r = r_vals(i);
    [m1, m2] = calcul_masses(r);
    if m1 >= 0 && m2 >= 0 && isreal(m1) && isreal(m2)
        M_vals(i) = m1 + m2;
    end
end

% Trouve la valeur minimale
[~, idx] = min(M_vals);
r_opt = r_vals(idx);
M_opt = M_vals(idx);

% Trace le graphique
plot(r_vals, M_vals, 'b-', 'LineWidth', 2); hold on;
```

```

% Ligne verticale à r optimal
xline(r_opt, 'r—', 'Color', 'r');

% Point et étiquette pour M optimal
scatter(r_opt, M_opt, 60, 'r', 'filled');
text(r_opt + 1, M_opt + 0.4, sprintf('r1=%2fmm', r_opt), ...
    'Color', 'r', 'FontSize', 10, 'FontWeight', 'bold');
text(r_opt + 1, M_opt + 0.2, sprintf('M=%3fk', M_opt), ...
    'Color', 'r', 'FontSize', 10, 'FontWeight', 'bold');

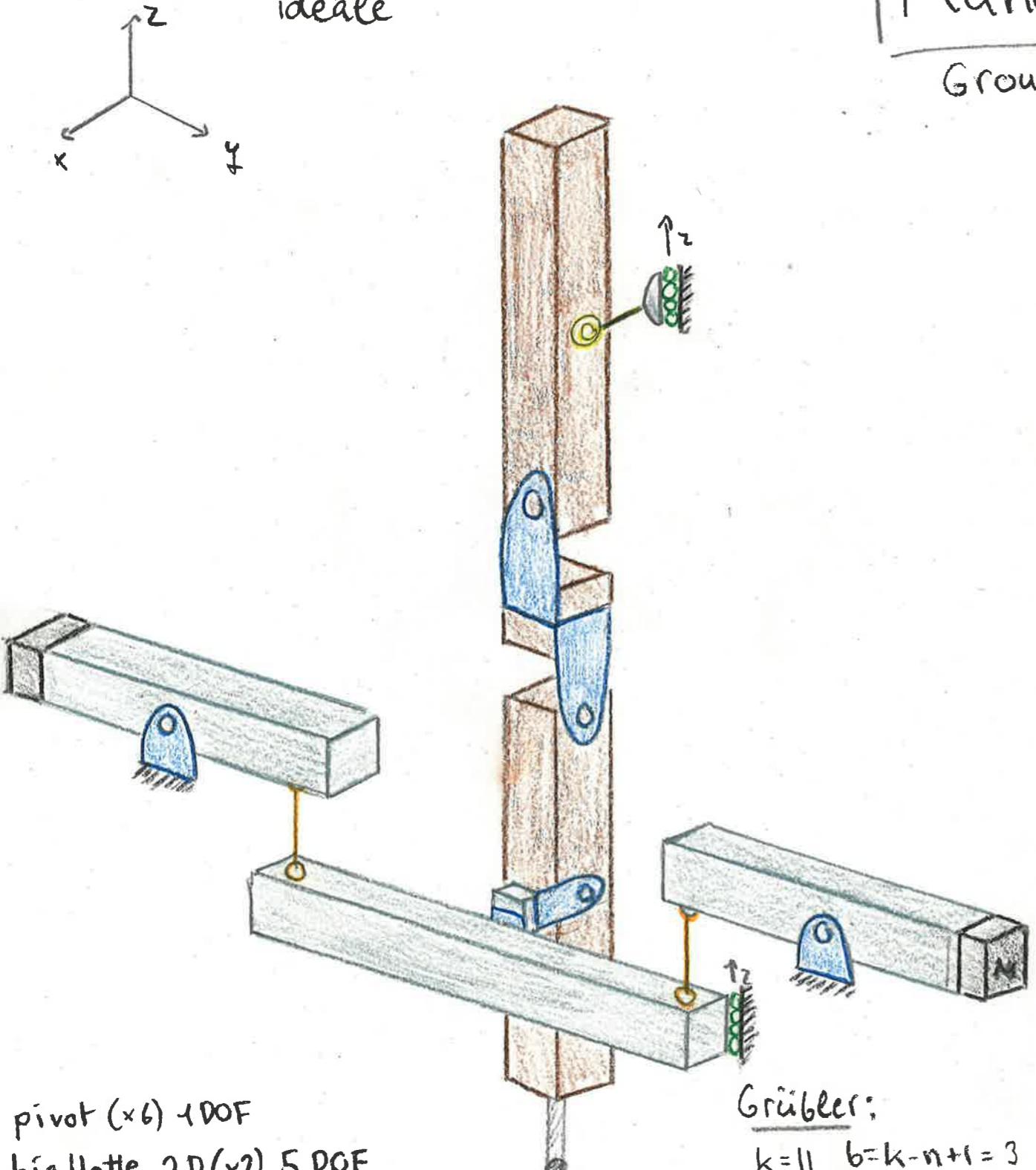
% Etiquettes et titre
xlabel('r1(mm)');
ylabel('M(r1)(kg)');
title('Masse totale des contrepoids en fonction de r1');
grid on;
legend('M(r1)', 'Minimum', 'Location', 'best');

```

7.3 Fichier Excel utilisé lors du dimensionnement

7.4 Planche et dessins techniques

Cinématique
idéale



- pivot ($\times 6$) 1 DOF
- biellette 3D ($\times 2$) 5 DOF
- rotule ($\times 1$) 3 DOF
- glissière ($\times 2$) 1 DOF

Grübler:

$$k=11 \quad b=k-n+1=3$$

$$n=9$$

$$\sum d_i = 1 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 5 + 6 \cdot 1 = 21$$

$$M = 21 - 6 \cdot 3 = 3$$

$$DOH = DDF - M = 3 - 3 = 0$$

Grübler:

$$k=14 \quad n=8$$

$$b=k-n+1=7$$

$$\sum d_i = 6 \cdot 3 + 4 \cdot 5 + 4 \cdot 1 = 42$$

$$M = \sum d_i - 6 \cdot b = 42 - 6 \cdot 7 = 0$$

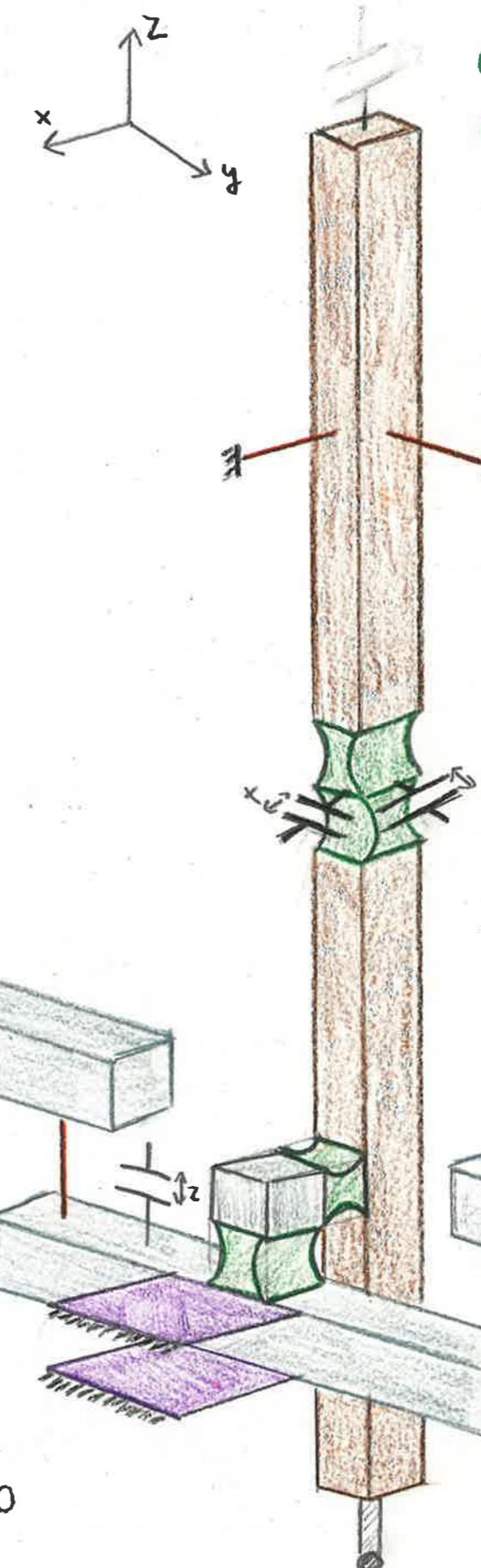
$$DOH = DDF - M = 3$$

\hookrightarrow 2 DOH avec les pivots

\hookrightarrow 1 DOH avec la table à lames

Planche E
Groupe f'

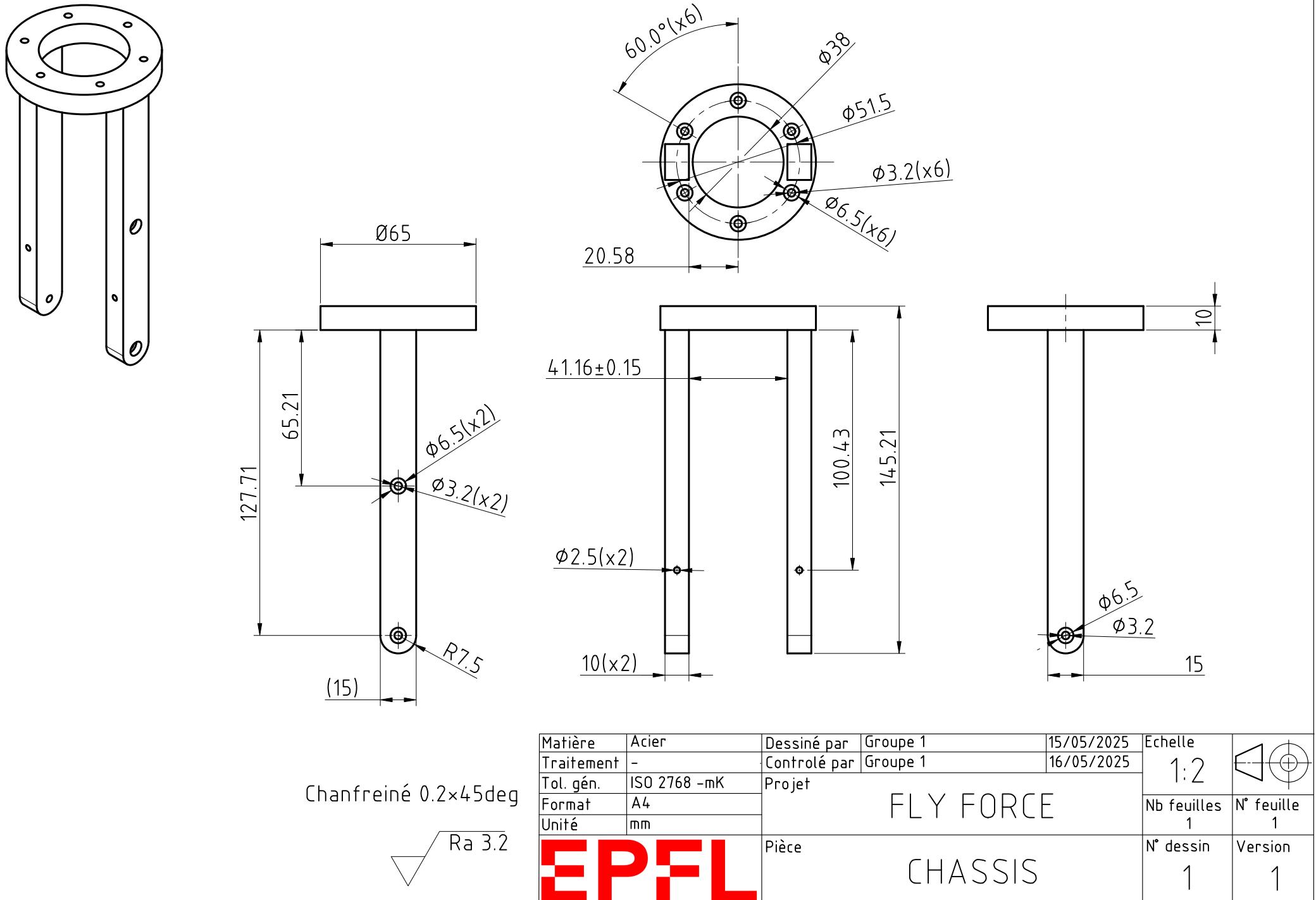
Cinématique
flexible



- lame ($\times 6$) 3 DOF
- col circulaire ($\times 4$) 1 DOF
- tige ($\times 4$) 5 DOF

30.03.25

M.Tonascia



1

2

3

4

5

6

7

8

A

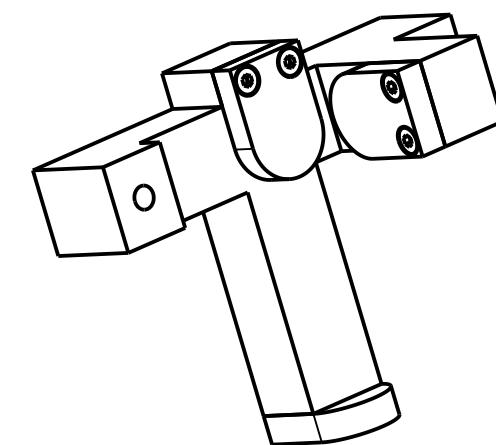
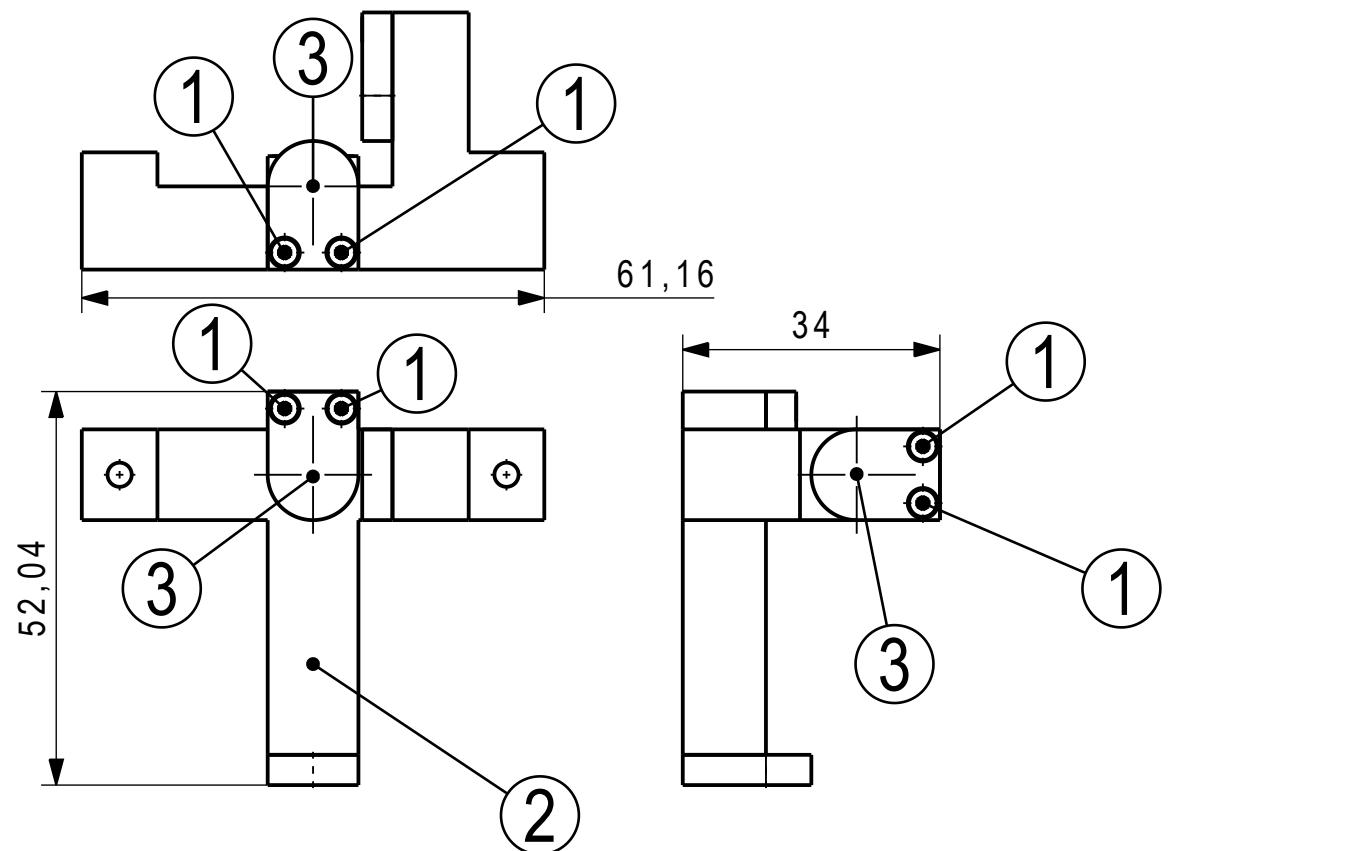
B

C

D

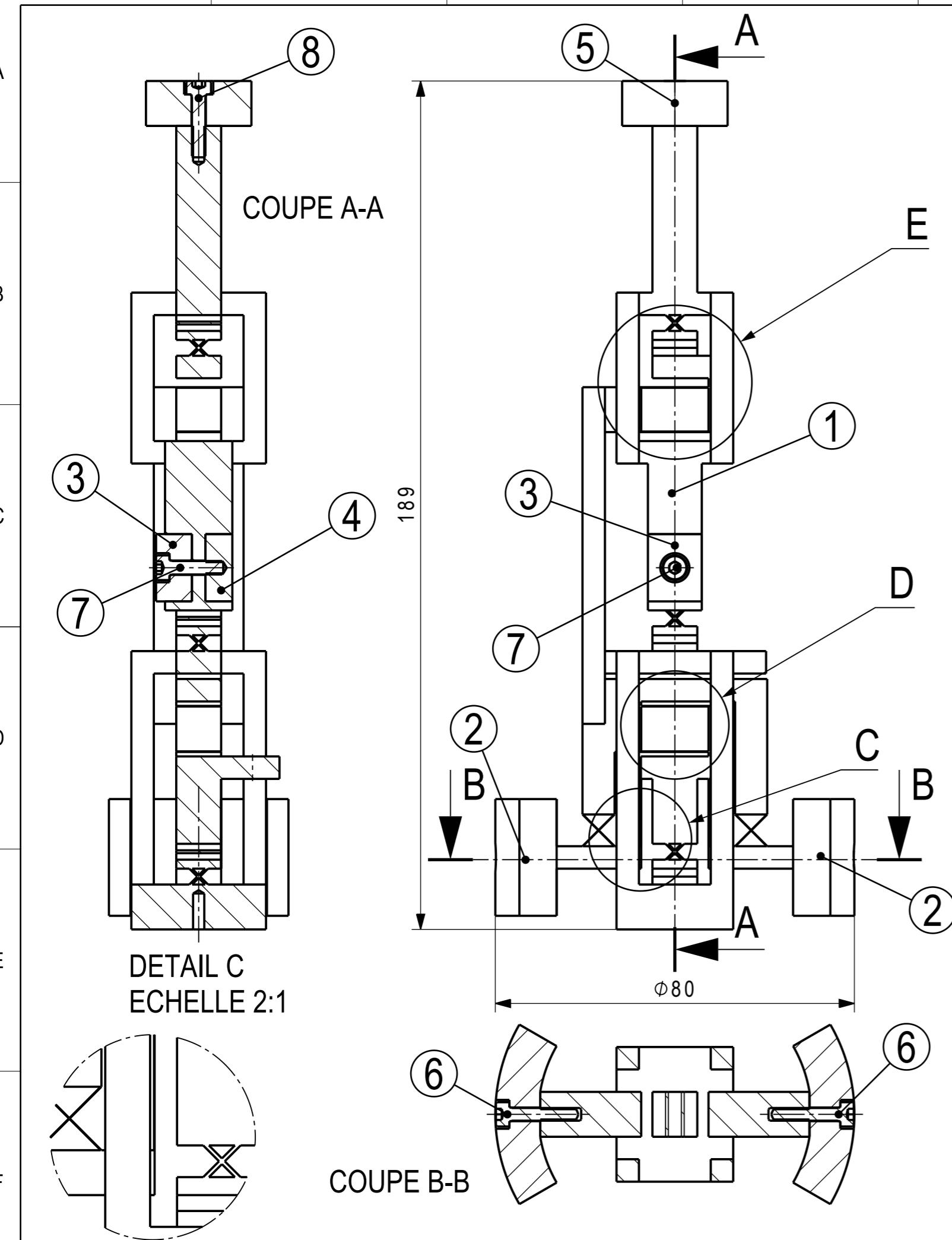
E

F

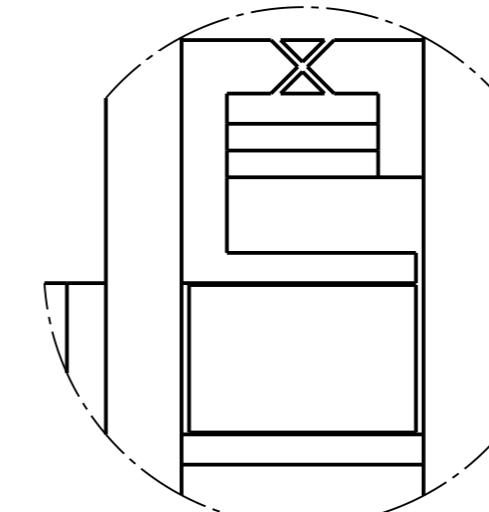


| | | | | | |
|-----------------------------|--|-------|-------------------------|--|------------------|
| 3 | 3 | | Capteur | Capteur CSH1FL-CRM1,4 | |
| 2 | 1 | | Base capteurs | Base capteurs | Aluminun |
| 1 | 6 | | VIS M3x6 | Vis tête cylindrique 6 pans creuxM3x6ISO4762 | |
| Pos. | Quantité | Unité | Numéro d'identification | Désignation/caractéristiques | |
| Mod. | | | Mod. | Dessiné Contrôlé Conf aux norm Bon pour exéc. | Echelle 1:1 |
| Sans nomenclature séparée | <input type="checkbox"/> | | | N° de commande | |
| Nomenclature sép de même N° | <input type="checkbox"/> | | | Origine | |
| Nomenclature sép de N° diff | <input type="checkbox"/> | | | Remplace | |
| EPFL | Désignation ASSEMBLAGE_CAPTEUR | | | Format A4 | Nb feuilles 1 |
| | | | | Feuille N° 1 | N° de dessin |

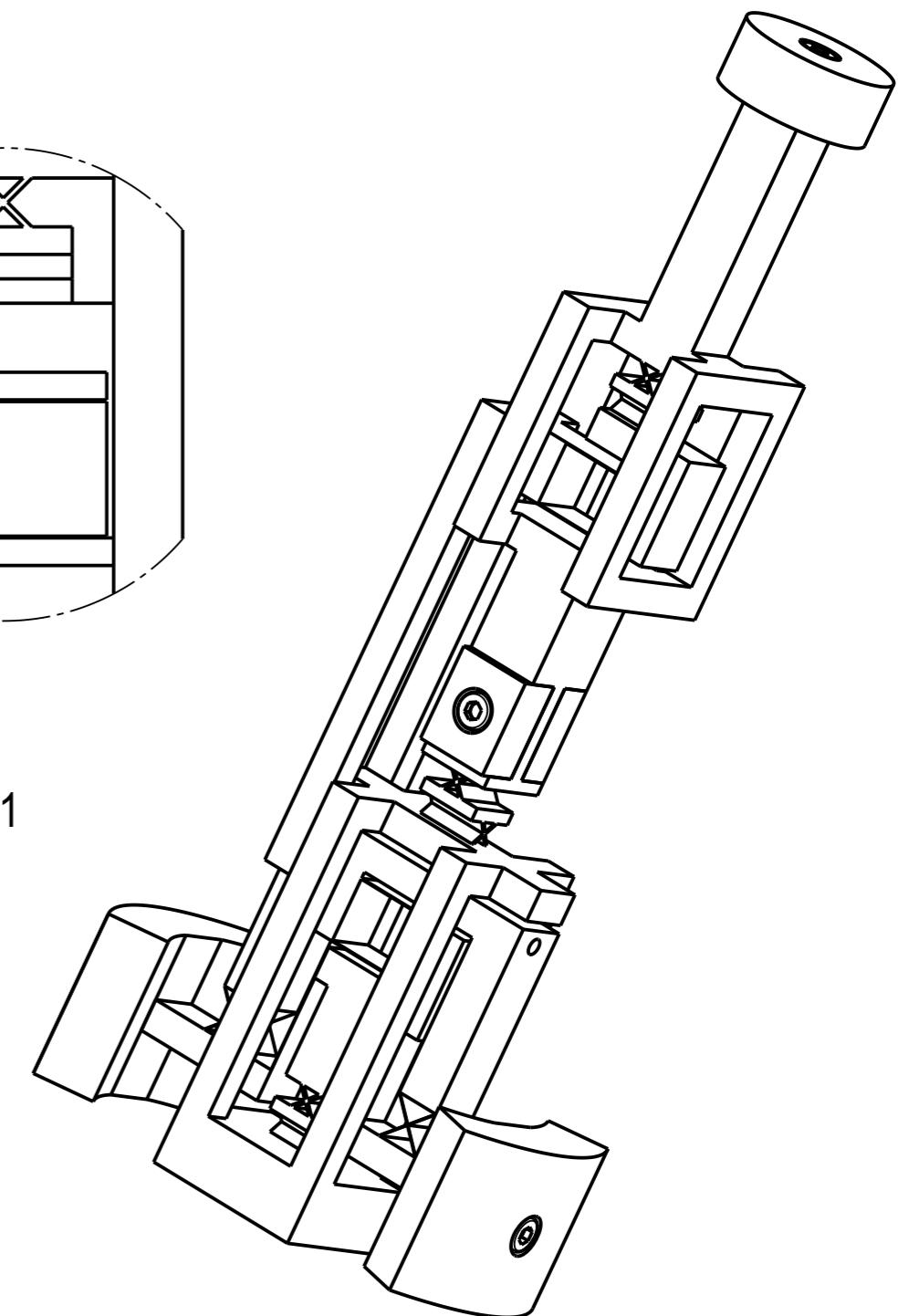
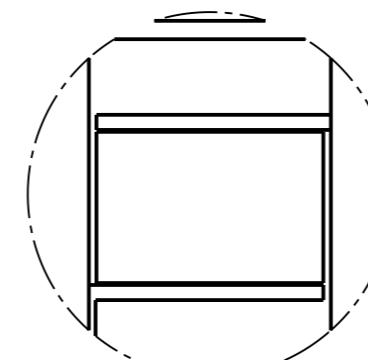
1 2 3 4 5 6 7 8



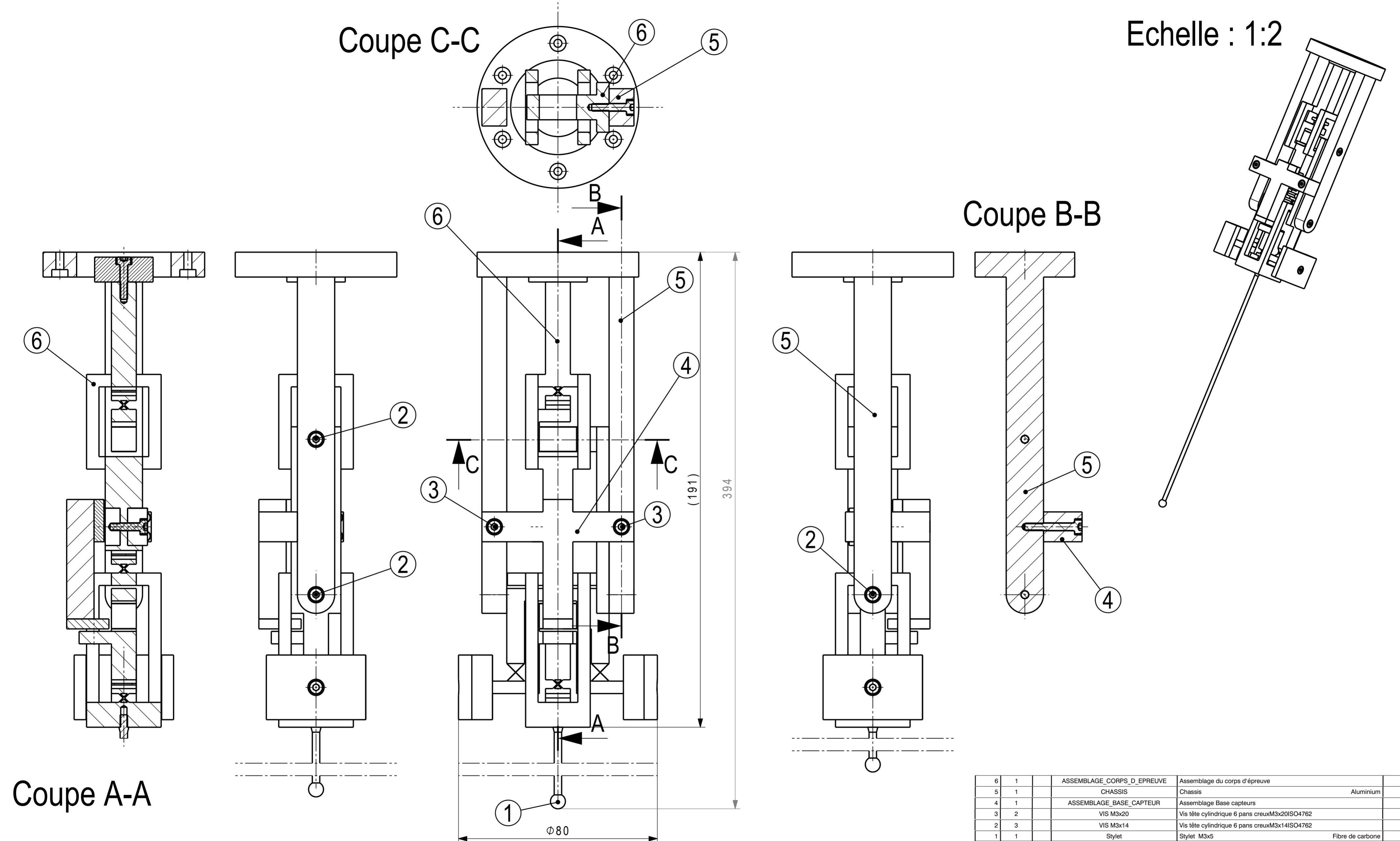
DETAIL E
ECHELLE 2:1



DETAIL D
ECHELLE 2:1



| Pos. | Quantité | Unité | Numéro d'identification | Désignation/caractéristiques | Echelle |
|--|----------|-------|----------------------------|---|----------------|
| 8 | 1 | | VIS M3x14 | Vis tête cylindrique 6 pans creuxM3x14ISO4762 | |
| 7 | 1 | | VIS M3x12 | Vis tête cylindrique 6 pans creuxM3x12ISO4762 | |
| 6 | 2 | | VIS M3x16 | Vis tête cylindrique 6 pans creuxM3x16ISO4762 | |
| 5 | 1 | | Contrepoids XY | Contrepoids XY | Plomb |
| 4 | 1 | | Contrepoids milieu arrière | Contrepoids milieu arrière | Plomb |
| 3 | 1 | | Contrepoids milieu avant | Contrepoids milieu avant | Plomb |
| 2 | 2 | | Contrepoids Z | Contrepoids Z | Plomb |
| 1 | 1 | | Corps_principal | Corps_principal | Acier Maraging |
| Mod.: | | | | Dessiné 17/05/2025 GROUPE 1 | 1:1 |
| Mod.: | | | | Contrôlé 18/05/2025 GROUPE 1 | |
| Mod.: | | | | Conf aux norm. | |
| Mod.: | | | | Bon pour exéc. | |
| Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/> | | | | N° de commande | |
| Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/> | | | | Origine | |
| Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/> | | | | Remplace | |
| EPFL | | | | Désignation ASSEMBLAGE_CORPS_D_EPREUVE | N° de dessin |
| | | | | | |



| Pos. | Quantité | Unité | Numéro d'identification | Désignation/caractéristiques |
|------------------------------|--------------------------|-------------|-------------------------|---|
| 6 | 1 | | | ASSEMBLAGE_CORPS_D_EPREUVE Assemblage du corps d'épreuve |
| 5 | 1 | | | CHASSIS Chassis Aluminium |
| 4 | 1 | | | ASSEMBLAGE_BASE_CAPTEUR Assemblage Base capteurs |
| 3 | 2 | | | VIS M3x20 Vis tête cylindrique 6 pans creux M3x20 ISO4762 |
| 2 | 3 | | | VIS M3x14 Vis tête cylindrique 6 pans creux M3x14 ISO4762 |
| 1 | 1 | | | Stylet Stylet M3x5 Fibre de carbone |
| Désignation/caractéristiques | | | | |
| Mod. | | Mod. | | Echelle 1:1 |
| Sans nomenclature séparée | <input type="checkbox"/> | | N° de commande | |
| Nomenclature sép de même N° | <input type="checkbox"/> | | Origine | |
| Nomenclature sép de N° diff | <input type="checkbox"/> | | Remplace | |
| Format | A2 | Nb feuilles | Feuille N° | |
| | 1 | | 1 | |

| Paramètres | Nom et unité | Valeur | Min |
|------------|-----------------|-------------|-------------|
| Matériaux | | | |
| | sigma_adm [Mpa] | 2000 | |
| | E [GPa] | 193 | |
| | ρ [g/mm] | 0,0076 | |
| Hauteurs | | | |
| | H1 [mm] | 65 | 32,07106781 |
| | H2 [mm] | 30 | 22,07106781 |
| | H3 [mm] | 45 | 37,07106781 |
| | ex | 20 | |
| | ey | 10 | |
| | l1 [mm] | 210,5 | |
| | l2 [mm] | 45 | |
| | l3 [mm] | 60 | |
| | l4 [mm] | 58,5 | |
| Partie A | | | |
| Global | d [mm] | 6 | |
| | dt [mm] | 3 | |
| | L [mm] | 200 | |
| | h1 [mm] | 0 | |
| | e1 [mm] | 5 | |
| | h2 [mm] | 3,535533906 | |
| | e2 [mm] | 5 | |
| | h3 [mm] | 3,535533906 | |
| | HA [mm] | 226,0710678 | |
| AP1 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | 0 |
| AP2 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | 0 |
| Partie B | | | |
| Global | a [mm] | 9,5 | |
| | b [mm] | 16,7 | |
| | d [mm] | 36,2 | |
| | r [mm] | 10 | |
| | e1 [mm] | 5 | |
| | e2 [mm] | 5 | |
| | HB [mm] | 0 | |
| BP | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 60 | |
| | L [mm] | 10 | |
| L | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 60 | |
| | l [mm] | 15 | |
| Partie C | | | |
| Global | e1 [mm] | 5 | |
| | HC [mm] | 15 | |

| | | | |
|-----------------|---------------------|-------------|-------------------------------|
| CTAL | b [mm] | 10 | |
| | e [mm] | 10 | demander Axel |
| | h [μm] | 125 | |
| | L [mm] | 15 | 1 |
| Partie D | | | |
| Global | e1 [mm] | 0 | |
| | h1 [mm] | 3,535533906 | |
| | e2 [mm] | 5 | taille cible capteur |
| | h2 [mm] | 3,535533906 | |
| | e3 [mm] | 0 | |
| | HD [mm] | 12,07106781 | |
| DP1 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | 0 |
| DP2 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | 0 |
| Partie E | | | |
| Global | a [mm] | 75 | |
| | b [mm] | 2 | |
| | e1 [mm] | 5 | |
| | h1 [mm] | 3,535533906 | |
| | e2 [mm] | 5 | |
| | h2 [mm] | 3,535533906 | |
| | HE [mm] | 112,0710678 | |
| EP1 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | idealement $b = L \sqrt{2}/2$ |
| EP2 | b [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 450 | |
| | L [mm] | 5 | 0 |
| ETAL | b [mm] | 10 | |
| | e [mm] | 10 | |
| | h [μm] | 125 | |
| | L [mm] | 15 | 1 |
| Masse | | | |
| | m_stylet [g] | 10 | imposer |
| | M(z) [g] | 79,75874747 | |
| | M(xy) [g] | 27,21496478 | |

| Encombrement total | | Max |
|--------------------|--------|-------------|
| Hauteur | H [mm] | 207,0710678 |
| Diamètre | D [mm] | 72,4 |

| Paramètres | | | | |
|------------------------------|----------|-------------|-------------|-------------|
| Nom | Variable | Valeur [mm] | Valeur [mm] | Masse |
| Bras de levier stylet | l1 | 214,5 | | 111,0355339 |
| Bras de levier avant capteur | l2 | 52 | | 52 |
| Bras de levier après capteur | l3 | 65,786 | | 65,786 |
| Bras de levier contre-poids | l4 | 51,616 | | 51,616 |

| | | |
|----------------|-------|---------|
| hauteur totale | l_tot | 183,902 |
|----------------|-------|---------|

| Cinématique | | | |
|--------------------------|----------|-------------|------------|
| Déplacement en entrée | Variable | Valeur [mm] | |
| Déplacement stylet | d1 | 1 | par |
| Déplacement en sortie | Variable | Valeur [mm] | Contrainte |
| Déplacement capteur | d2 | 0,242424 | 1mm +/- 1% |
| Déplacement contre-poids | d3 | 0,190207 | |

| Angles | Variable | Valeur [deg] | Contrainte |
|-----------------------|----------|--------------|------------|
| Angle premier pivot | α | 0,267111 | < 1° |
| Angle deuxième pivot | β | 0,478248 | |
| Angle troisième pivot | γ | 0,211136 | |

| Déplacement parasite z | Variable | Valeur [mm] | Contrainte |
|-------------------------|----------|-------------|------------|
| Descende rotule du haut | dz | 1,01E-03 | |

| Contrainte articulat° | Variable | Valeur [MPa] | Contrainte adm[Mpa] |
|-----------------------|------------|--------------|---------------------|
| Premier pivot | σ_1 | 323,9137 | 2000 |
| Deuxième pivot | σ_2 | 579,9494 | 2000 |
| Troisième pivot | σ_3 | 256,0356 | 2000 |

| Rigidité équivalente | | | |
|----------------------|--|--|--|
|----------------------|--|--|--|

| Pivot | Variable | Valeur | unité |
|--------------------|----------|----------|------------|
| Longueur | L | 5 | mm |
| Largeur | b | 10 | mm |
| Epaisseur | h | 0,45 | mm |
| Moment d'Inertie | I | 0,075938 | mm^4 |
| Rigidité angulaire | K | 23,4495 | mm^3 * Gpa |
| Course angulaire | θ | 1,649274 | degrés |

| Table à lame | Variable | Valeur | unité |
|------------------|----------|----------|-------|
| Longueur | l | 20 | mm |
| Largeur | b | 10 | mm |
| Epaisseur table | e | 50 | mm |
| Epaisseur lame | h | 0,175 | mm |
| Moment d'Inertie | I | 0,004466 | mm^4 |

| | | |
|-------------------|-----------|-------------------|
| Rigidité | K | 0,002586 mm * Gpa |
| Course admissible | f | 7,895386 mm |
| Déplacement para | λ | 1,870114 mm |

| ressort | | | |
|--------------|----------|-------------|-------|
| Rigidité | k | 50000 [N/m] | |
| longueur | l | 10 [mm] | |
| Energie | Variable | Valeur | unité |
| Pivot 1 | Ep1 | 0,000255 J | |
| Pivot 2 | Ep2 | 0,000817 J | |
| Pivot 3 | Ep3 | 0,000159 J | |
| Table à lame | Etab | 1,32E-09 J | |
| ressort 1 | | 0,000904 J | |

| Rigidité équivalente | Variable | Valeur | unité |
|----------------------|----------|------------|-------|
| Somme énergie | E_tot | 0,002462 J | |
| axe x et y | Keq | 4,92373 | N/mm |

| Résolution de mesure [N] |
|--------------------------|
| 4,06E-04 < 1,5mN |

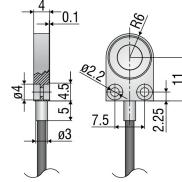
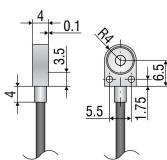
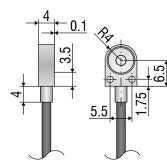
| Paramètres | paramètres source | paramètres locaux | Valeur | Contrainte |
|-------------------------|------------------------|-------------------|----------------|------------|
| sigma_adm [Mpa] | sigma_adm [Mpa] | | 2000 | |
| E [GPa] | E [GPa] | | 193 | |
| Ba [mm] | Za [mm] | | 9,5 | |
| Bb [mm] | Zb [mm] | | 16,7 | |
| Br [mm] | Zr [mm] | | 10 | |
| BPb [mm] | BP [mm] | | 10 | |
| BPl [mm] | LP [mm] | | 10 | |
| BPh [μm] | HP [μm] | | 60 | |
| CTALb [mm] | BTAL [mm] | | 10 | |
| CTALe [mm] | ETAL [mm] | | 10 | |
| CTALh [μm] | HTAL [μm] | | 125 | |
| CTALL [mm] | LTAL [mm] | | 15 | |
| BLb [mm] | BL [mm] | | 10 | |
| BLh [μm] | HL [μm] | | 60 | |
| BLL [mm] | LL [mm] | | 15 \leq 60*h | |
| H1 [mm] | H1 [mm] | | 65 | |
| H2 [mm] | H2 [mm] | | 30 | |
| ex | ex | | 20 | |
| ey | ey | | 10 | |
| a | a | | 9,5 | |
| b | b | | 16,7 | |
| ρ | ρ | | 0,0076 | |
| m_stylet [g] | M_stylet [g] | | 10 | |
| M(z) [g] | M(z) [g] | | 79,75875 | |
| M(xy) [g] | M(xy) [g] | | 27,21496 | |
| l1 Masse | l1 | | 111,0355 | |
| l4 Masse | l4 | | 51,616 | |
| l3 Masse | l3 | | 65,786 | |
| l2 Masse | l2 | | 52 | |

| Cinématique | Variable [mm] | Valeur [mm] |
|-----------------------|---------------|---------------------------|
| Déplacement en entrée | | |
| Déplacement stylet | Z_in | 1 |
| Déplacement en sortie | Variable [mm] | Valeur [mm] |
| Déplacement capteur | Z_out | 1 |
| Angles | Variable | Valeur [rad] Valeur [deg] |
| Angle pivot | alpha | 0,104877 6,009006 |

| Rigidités et energie | Rigidités [N/m] ou [Nm/r course adm [m] ou [°] |
|----------------------|--|
| Articulations | |
| Pivot | 0,027792 49,47822 |
| TAL | 2233,796296 0,006218 |
| Approx_lame | 0,009264 74,21733 |

| Contrainte articulat° | Valeur [MPa] | Contrainte | Energies [J] |
|------------------------|--------------|------------|--------------|
| Pivots contrepoids | 488,4838896 | 2000 | 0,0001528 |
| TAL C | 321,6666667 | 2000 | 0,0011169 |
| TAL E | 321,6666667 | 2000 | 5,095E-05 |
| avec facteur secu de 3 | 965 | | |

| | |
|---------------|--------------------------|
| Total [J] | Résolution de mesure [N] |
| 0,002641382 | 1,06E-04 |
| K equi [N/mm] | |
| 5282,763248 | |
| K equi [N/mm] | |
| 5,28E+00 | doit = à 5 [N/mm] +_ 10% |



| Sensor type | CSH02FL-CRm1,4 | CSH05FL-CRm1,4 | CSH1FL-CRm1,4 |
|------------------------------------|--|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Article No. | 6610075 | 6610085 | 6610072 |
| Measuring range | reduced 0.1 mm | 0.25 mm | 0.5 mm |
| | nominal 0.2 mm | 0.5 mm | 1 mm |
| | extended 0.4 mm | 1 mm | 2 mm |
| Linearity ¹⁾ | $\leq \pm 0.05 \mu\text{m}$ | $\leq \pm 0.09 \mu\text{m}$ | $\leq \pm 0.2 \mu\text{m}$ |
| | $\leq \pm 0.025 \% \text{ FSO}$ | $\leq \pm 0.018 \% \text{ FSO}$ | $\leq \pm 0.02 \% \text{ FSO}$ |
| Resolution ¹⁾²⁾ | static 2 Hz 0.15 nm | 0.38 nm | 0.75 nm |
| | dynamic 8.5 kHz 4 nm | 10 nm | 20 nm |
| Temperature stability | Zero ⁵⁾ -37.6 or 2.4 nm/ $^{\circ}\text{C}$ | -37.6 or 2.4 nm/ $^{\circ}\text{C}$ | -37.6 or 2.4 nm/ $^{\circ}\text{C}$ |
| | Sensitivity -2.4 nm/K | -6 nm/K | -12 nm/K |
| Temperature range | Operation -50... +200 °C | -50... +200 °C | -50... +200 °C |
| | Storage -50... +200 °C | -50... +200 °C | -50... +200 °C |
| Humidity ³⁾ | 0 % ... 95 % r.H. | 0 % ... 95 % r.H. | 0 % ... 95 % r.H. |
| Dimensions ⁴⁾ | 10.5 × 8 × 4 mm | 10.5 × 8 × 4 mm | 17 × 12 × 4 mm |
| Active measuring area | Ø2.6 mm | Ø4.1 mm | Ø5.7 mm |
| Guard ring width | 1.9 mm | 1.2 mm | 2.4 mm |
| Minimum target diameter | Ø7 mm | Ø7 mm | Ø11 mm |
| Weight (incl. cable and connector) | 28 g | 28 g | 30 g |
| Material | Housing 1.4104 (magn.) | 1.4104 (magn.) | 1.4104 (magn.) |
| Connection | Cable integrated Ø2.1 mm×1.4 m radial | Ø2.1 mm×1.4 m radial | Ø2.1 mm×1.4 m radial |
| Mounting | 2x thread M2 | 2x thread M2 | 2x screw M2 DIN 84A |

FSO = Full Scale Output CSH Sensors are matched to controller with standard cable length

¹⁾ Valid with reference controller, relates to standard measuring range

²⁾ RMS value of the signal noise

³⁾ Non condensing

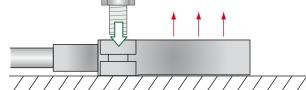
⁴⁾ Without cable, bend protection and crimp

⁵⁾ In the case of a sensor mounting on the top or underside

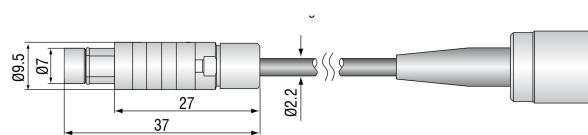
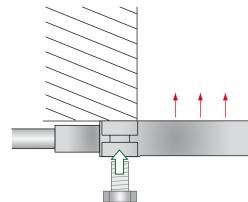
Mounting flat sensors

The flat sensors are attached using a threaded bore for M2 (for the sensors CSH02FL and CSH05FL) or using a through-hole for M2 bolts. The sensors can be bolted on top or below.

Screw connection from above
on the underside



Screw connection from
below on the sensor top side



Influence of tilting the capacitive sensor

In the case of tilting of the capacitive sensor, a measurement error must be assumed as the geometric conditions of the field for the target change. In fact, the average distance of the sensor remains constant; however, the edge areas move closer or further away from the target. This results in field distortions, which affect the capacity C according to the following model:

$$C_d(\Theta) = C_d(0) * \left[1 + \left(\frac{1}{4} * \left(\frac{R^2}{d^2} \right) * \tan^2 \Theta \right) \right]$$

$$\Delta_x = 100 * \left(\frac{d}{d_{MAX}} * \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{R^2}{4d^2} * \tan^2 \Theta \right)} - 1 \right] \right)$$

C capacity

Θ tilt angle

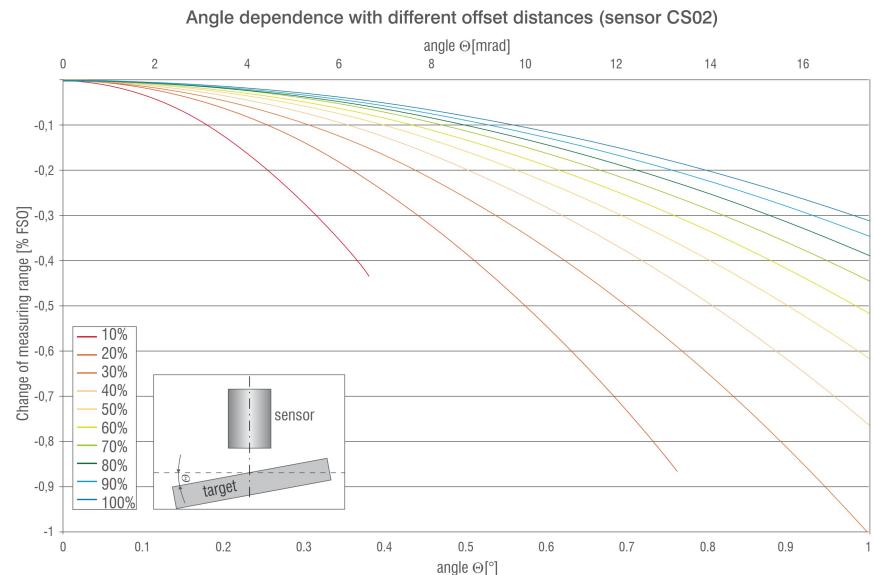
R measurement area radius

d working distance sensor-target

d_{MAX} sensor measuring range

Δx signal change

Results are based on internal simulations and calculations. Please ask for detailed information.



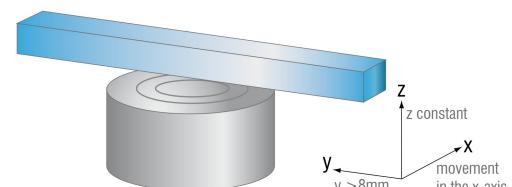
Example illustration of the influence using the CS02 sensor as an example, consideration of a tilt angle of max. 1° for different sensor distances.

In the case of 10% distance in the sensor axis, there is already contact between sensor housing and target at 0.38° ; in the case of 20% distance, the contact is at 0.76° . The simulation can be performed for all sensors and installation conditions; tilt angles around a decentralized tilt point can also be calculated.

Measurement on narrow targets

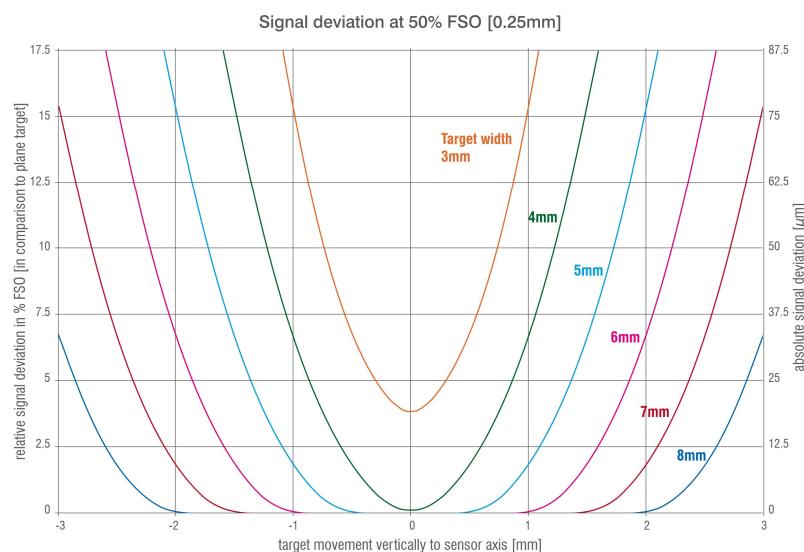
The influence of the target width on the measurement signal is shown using the example of a CS05 sensor. A target extended in the y-axis, narrowed in the x-axis has been varied in different parameters:

- target-sensor distance (z-axis): 0.25mm (measuring range center)
- width of the target in the x-axis: 3 ... 8mm (21 values)
- displacement of the target in the x-axis (vertical to the sensor axis): 0 ... 3mm (13 values)



In each case, the capacity between electrode and target and its reciprocal (this is proportional to the sensor signal of the controller) were calculated. The diagram shows the deviations from the capacity values for a flat target (large opposite sensor in x and y axes) depending on the target width and displacement. The smaller the distance between sensor and target, the narrower the target can be. In the example, a centrally placed target with a width of 5mm is sufficient to achieve a stable signal in the center of the measuring range. This proves that the field does not spread beyond the sensor diameter.

Results are based on internal simulations and calculations. Please ask for detailed information.



Force effects on the target

The capacitive measuring principle is reactionless. In specific cases, the force can be calculated with the following formula:

$$F = \frac{C * U^2}{(2 * d)} = \text{constant}$$

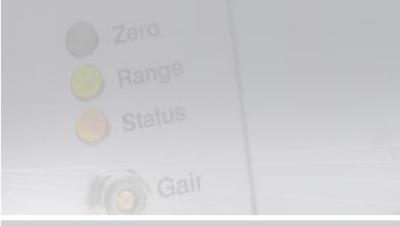
$$F = \frac{\epsilon_0 * \epsilon_R * A * E^2}{2} = \text{constant}$$

$$F = \frac{1}{2} * E * Q = \text{constant}$$

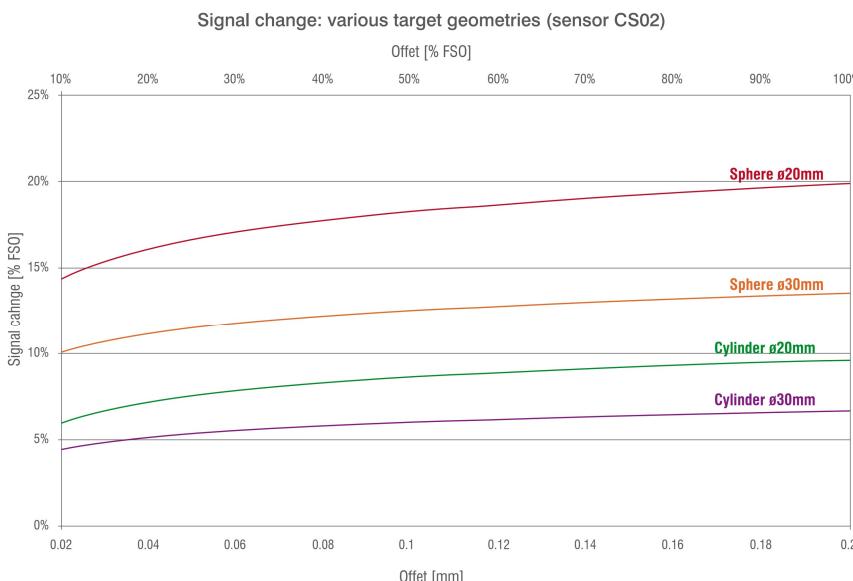
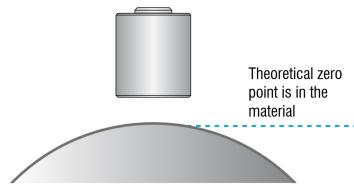
Using the example of a CS1 sensor, which is operated using the DT6230/DT6500 system, a force of approx. $0.23\mu\text{N}$ is produced. The force however is dependent on the selection of sensor and electronics, not on the sensor's position over the measuring range. The DT6110/6220 systems operate using lower measuring currents, whereby the electrical field and the electrical voltage are lower so that the force is only $0.01\mu\text{N}$ and so measurement without feedback is assumed.

Measurements on spheres and shafts

In practice, it is often necessary to measure curved surfaces. A classic example is shaft runout measurements, where a cylindrical target is measured. Compared to a flat target, there are either more or less significant measured value deviations depending on the bending radius in doing so. This is caused by various effects, e.g. concentration of the field lines at the highest point or a capacity increase due to a larger measuring spot.



In reality, it can be assumed that the bending radius results in a virtual zero point, i.e., the sensor value 0 can no longer be achieved. Due to the integrating function of the capacitive sensor over the measurement surface, the virtual, average measuring plane lies behind the surface line. For example, this means that with a $200\mu\text{m}$ sensor and a roller with an external diameter of 30mm and a gap clearance of $20\mu\text{m}$, almost 5% more is indicated, i.e. approx. $30\mu\text{m}$. As this effect can be calculated, corresponding characteristics can be calibrated in the evaluation electronics.



Results are based on internal simulations and calculations. Please ask for detailed information.

Consideration of the conductivity requirements

In order to achieve a linear output signal across the complete measuring range, certain requirements for the target or the counter electrode must be complied with.

The impedance in the ideal plate capacitor can be shown in the equivalent circuit diagram by a capacitor and a resistor connected in parallel. For measurement against metals, the Ohm part can be disregarded; the impedance is only determined by the capacitive part.

Conversely, only the Ohm part is considered for measurements against insulators. In between, there is the large range of semiconductors. Most semiconductors can be measured very well as electrical conductors. The requirement is that the capacitive part of the total impedance is still significantly larger ($>10x$) than the ohmic part. This is almost always the case for silicon wafers irrespective of the endowment.

Nevertheless, semiconductors with poor conductivity (e.g. GaAs) can also be measured as conductors under certain circumstances. However, various adjustments are required for this, e.g. reduction of the operating frequency or a temporary, partial increase of the conductivity.

