



École Polytechnique Fédérale de Lausanne

Section microtechnique

Projet de Conception de Mécanisme

Groupe n°3



Mehdi Peci (342052),
Thilo Chalas (340814),
Luciano Calcoen (340803),
Antoine Drollinger (347056),
Victor Paul-dubois-taine (346370)

Contents

1	Introduction	3
2	Principe de fonctionnement	3
2.1	Explication du principe de fonctionnement	3
2.1.1	Architecture générale du capteur	3
2.1.2	Principe de compensation de rigidité	4
2.1.3	Principe de l'équilibrage	5
2.1.4	Principe de réglage du zéro	5
2.1.5	Principe du système vis-écrou	5
2.2	Schéma cinématique du corps d'épreuve représenté avec des articulations idéales	6
2.3	Calcul de la mobilité du corps d'épreuve et discussion des hyperstatismes	6
2.4	Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles	7
2.5	Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission	7
2.6	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	8
3	Dimensionnement du mécanisme	8
3.1	Réglage de la rigidité	8
3.2	Réglage du zéro	8
3.3	Débattement des articulations flexibles	8
3.4	Contraintes admissibles	9
3.5	Couples moteurs maximaux requis	12
3.6	Calcul de l'Énergie totale	14
3.7	Calcul de $F(x) = \partial_x E(x)$	17
3.8	Détermination du polynôme approximant $F(x)$	17
3.9	Plage de réglage de la rigidité	18
3.10	Non linéarité relative	19
3.11	Graphique de $F(x)$ et de son approximation	20
3.12	Résolution de mesure	20
3.13	Plus grande force mesurable	20
3.14	Gamme dynamique virtuelle	21
4	Discussion	21
4.1	Séquence de réglages	21
4.2	Non-conformités avec le cahier des charges	21
4.3	Effet des tolérances de fabrication	22
4.4	Utilisation des formules	22
5	Construction	22
5.1	Choix faits pour la construction	22
5.2	Choix des matériaux	23
6	Conclusion	23
7	Annexes	25
7.1	Planches du Rendu 1	25
7.2	Dessin de construction de l'ensemble du capteur de force	31
7.3	Dessin de détail de la vis	31

1 Introduction

Le projet de Conception de Mécanisme de 2023, DYNABAL, consiste à créer un senseur de force en guidages flexibles équilibré dynamiquement.

Nous avons tenu à créer un système simple et qui puisse être miniaturisable pour des applications industrielles de haute précision (Imina Technologies SA, ...).

Dans la première partie du projet nous avons dû conceptualiser 4 idées différentes respectant le cahier des charges. Parmi les 4 solutions proposées, nous avons choisi la solution n°3.

L'idée 3 se démarquait des autres options de part :

- Sa simplicité de fonctionnement
- Son usinage
- Son mécanisme facilement miniaturisable

Les planches du premier rendu se trouvent dans l'**Annexe 7.1**.

Le fonctionnement de notre système est abordé dans la **Section 2**.

Ce document contient l'analyse développée et le dimensionnement de notre mécanisme, respectivement dans les **Sections 2 et 3**.

Les dessins de construction se trouvent dans l'**Annexe 7.2**.

2 Principe de fonctionnement

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Architecture générale du capteur

Le senseur de force proposé est composé de 3 modules distincts reliés ensemble :

1. Le corps d'épreuve monolithique en guidages flexibles, équilibré dynamiquement (gris)
2. Le système de dérigidification, composé d'un moteur et du ressort associé (vert, jaune et bleu)
3. Le système du zéro, composé d'un moteur et du ressort associé (rouge et blanc)

(voir **Fig.1**)

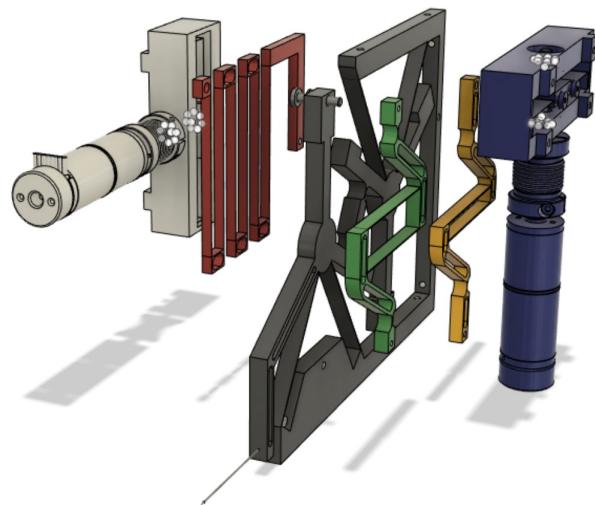


Figure 1: Image éclaté de l'architecture

2.1.2 Principe de compensation de rigidité

Notre système ainsi que nos calculs se basent sur le principe du levier pré-chargé.

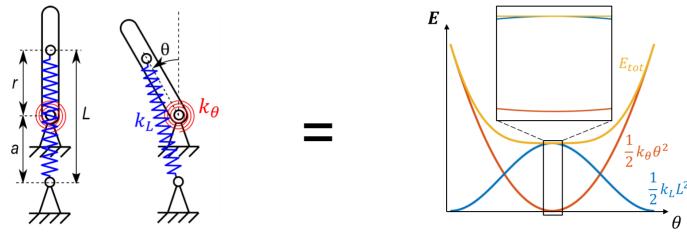


Figure 2: Schéma récapitulatif du principe du levier pré-chargé

Comme on peut le voir sur la **Fig.2**, un ressort en spiral est compensé par un ressort en traction. Ceci permet un équilibrage statique et d'avoir une dérigidification du bras de levier. Le ressort spiral correspondrait à la rigidité totale du mécanisme.

Nous utilisons deux fois ce principe dans le senseur.

Un premier ressort, "ressort 1", est accroché à l'une des branches du mécanisme. Ce ressort est monté en traction, il est fixé de l'autre côté au bâti, et sa longueur ne varie qu'avec la translation de la sonde.

Un autre ressort, "ressort 2", est accroché à une autre branche du système, et de l'autre côté à un système vis écrou. Cela permet de modifier sa longueur, donc l'énergie stockée, grâce au moteur. Ceci permet de dérigidifier l'ensemble du mécanisme.

Le "ressort 1" est tel qu'il dérigidifie suffisamment le système pour que celui-ci ne puisse plus capter les plus grandes forces de l'ordre de 50 mN . Il amène le senseur au milieu de la plage des forces à mesurer.

Avec le "ressort 2", en modifiant sa précharge à l'aide du moteur, on peut rigidifier ou dérigidifier le mécanisme. Si l'on veut capter des grandes forces (i.e 50 mN), on "pousse" sur la branche pour rigidifier le système. Si l'on veut capter les plus petites forces, on "tire" sur la branche pour dérigidifier encore plus le mécanisme.

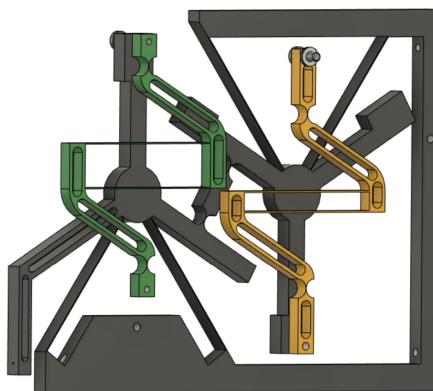


Figure 3: Image des ressorts de dérigidification
En vert, le ressort (1) et en jaune le ressort (2)

2.1.3 Principe de l'équilibrage

Notre mécanisme peut être envisagé comme deux roues placées côté à côté. Comme chaque roue est équilibrée en termes de force, il est encore nécessaire d'équilibrer notre mécanisme en termes de moment. Nos deux "roues" sont reliées par une biellette qui constraint la seconde roue à tourner dans le sens inverse de la première, semblable à un engrenage. (voir **Fig.4**)

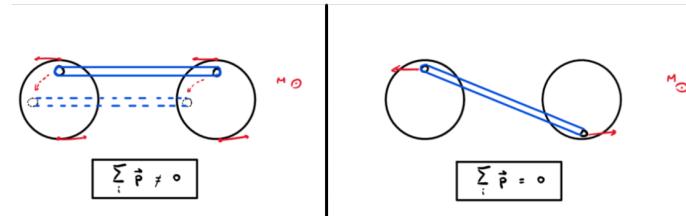


Figure 4: Schéma explicatif de la biellette

À gauche, la biellette accompagne le mouvement des roues, sous l'effet d'un moment M .
À droite, elle bloque le mouvement

2.1.4 Principe de réglage du zéro

Le réglage du zéro est réalisé à l'aide d'un ressort "ressort 0" qui induit un moment sur le mécanisme en exerçant une traction perpendiculaire sur une branche d'un des 2 balanciers. Cette rotation permet de compenser les forces parasites telle que le poids de la sonde par exemple.

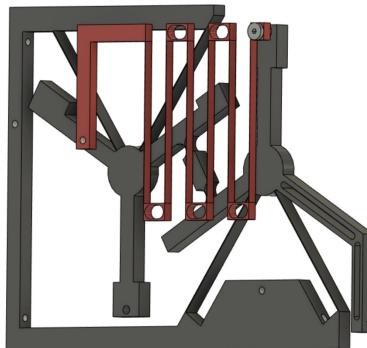


Figure 5: Image du ressort de zéro

2.1.5 Principe du système vis-écrou

Le système vis-écrou est fabriqué en une seule pièce en combinant électro-érosion et usinage. La rotation de l'écrou est empêchée grâce à l'utilisation de 2 lames en 'L'. L'usinage de cette pièce est détaillé dans la section 5.1. Son usinage permet d'assurer un bon alignement entre l'axe de la vis et celui des roulements à bille, bien meilleur que si l'ensemble vis-écrou était un assemblage. Pour compenser le jeu entre la vis M3 et l'écrou, ainsi que pour ne pas perdre en précision, l'écrou est plaqué d'un côté du filetage par deux ressorts.

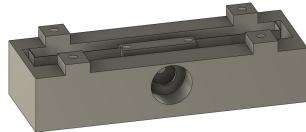


Figure 6: Système vis écrou

2.2 Schéma cinématique du corps d'épreuve représenté avec des articulations idéales

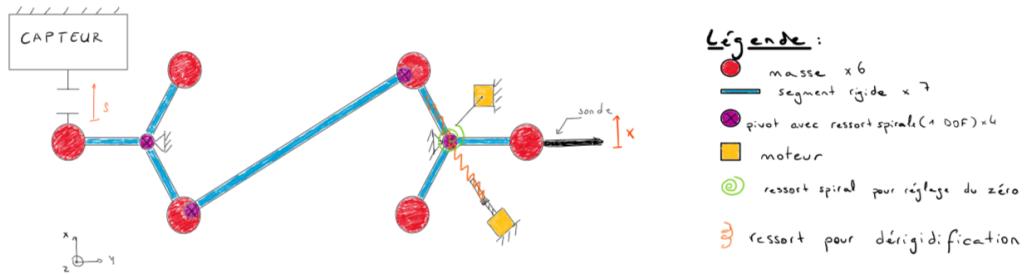


Figure 7: Schéma cinématique du corps d'épreuve idéal

2.3 Calcul de la mobilité du corps d'épreuve et discussion des hyperstatismes

Notre mécanisme conduit des mouvements uniquement plan, donc dans la suite nous nous restreindrons à une Mobilité de Grubler en 2 dimensions.

Étant donné que les branches de nos pivots sont déphasées entre elles de 120° , le cas d'étude peut se ramener au cas présenté sur la **Fig.8**

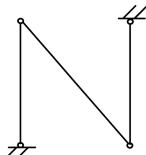


Figure 8: Schéma simplifié du mécanisme en guidages idéaux

Le système contient 4 segments (3 + support) et 4 pivots à 1 degré de liberté chacun

Le calcul des boucles donne :

$$\begin{aligned} b &= n_{segments} - k_{articulations} + 1 \\ &= 4 - 4 + 1 \\ &= 1 \end{aligned} \tag{1}$$

Le calcul de la Mobilité devient donc :

$$\begin{aligned} M &= \sum_i d_i - 3b \\ &= 4 - 3 \cdot 1 \\ &= 1 \end{aligned} \tag{2}$$

Le nombre de degrés d'hyperstatisme est donc :

$$\begin{aligned}
 DOH &= DOF_{ext} - M \\
 &= 1 - 1 \\
 &= 0
 \end{aligned} \tag{3}$$

Ces calculs montrent la robustesse de notre mécanisme de part l'absence d'hyperstatisme et sa simplicité en terme du nombre de segments et articulations nécessaires à son fonctionnement.

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

La cinématique du corps en guidage flexible ressemble à sa forme idéale. Les pivots des "balanciers" sont implémentés par des pivots RCC. Les pivots constituant la biellette sont quant à eux remplacés par des cols circulaires. Aussi pour éviter l'apparition d'hyperstatisme involontaire, tout le corps d'épreuve est un monolithe taillé dans un bloc d'Aluminium à l'électro-érosion.

De plus, le mécanisme est monté de manière symétrique afin de compenser un maximum les mouvements parasites et éviter les hyperstatismes éventuels (surtout les contraintes locales).

Lors de l'implémentation, pour maintenir l'équilibrage des balancier, nous avons dû rééquilibrer la répartition des masses pour pouvoir garder l'équilibrage FMI.

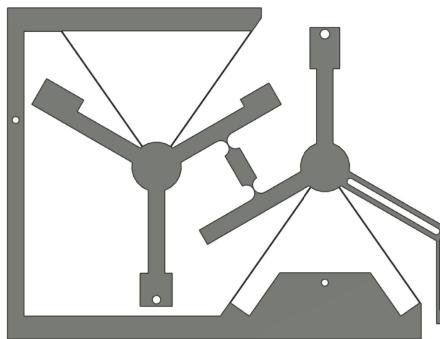


Figure 9: Image 2D du corps d'épreuve

2.5 Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission

Le mouvement de la sonde est en fait une rotation : une translation en x accompagné d'un mouvement parasite selon y . La question à se poser est "comment évolue la transmission du mouvement entre le balancier de la sonde et celui du capteur ?"

Puisqu'on utilise des pivots RCC et des cols, la transmission se fait principalement de manière angulaire, soit trigonométrique. La transmission devient rapidement non-linéaire, sans compter les parcours angulaires maximaux des différents pivots. Néanmoins, dans un régime de petits angles comme explicité dans la donnée, la transmission peut s'approximer par une relation linéaire.

En résumé, le comportement du mécanisme devient **chaotique pour des grands angles** mais se comporte **comme souhaité pour des petits angles**.

2.6 Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue

Notre solution a pour avantage d'être équilibrée dynamiquement et inertiellement. Elle ne permet cependant pas un fonctionnement optimal sur de grand déplacement de la sonde. Ce problème est négligeable pour l'application souhaité du senseur.

Sa forme facilite également l'agencement des blocs de dérigidification et des ressorts. En effet, tout le mécanisme tient facilement dans un volume de $50\text{ mm} \times 150\text{ mm} \times 100\text{ mm}$.

Lors de la phase de comparaison entre les différentes idées que nous ayons eu, un facteur essentiel au choix du mécanisme était sa simplicité. Le terme de "simplicité" étant très vaste, nous nous sommes concentrés sur l'usinage et le nombre d'articulations. Sur les quatre idées de notre corpus, trois fonctionnent dans un plan et sont usinables en une seule et unique pièce (monolithique). Et parmi ces trois-là, le mécanisme choisi est le seul qui ne comporte que 6 articulations (2 cols + 4 lames) contre les 11 de l'idée 2 et les 17 de l'idée 4. Nous avons considérer le nombre d'articulations comme étant important puisqu'il s'agit d'un bon indicateur de complexité analytique et possible difficulté d'usinage.

3 Dimensionnement du mécanisme

3.1 Réglage de la rigidité

Pour le réglage de la rigidité et du zéro, une vis M3 à pas fin a été choisie. Cela donne pour les pas de vis $q_p = q_z = 0.35\text{ mm}$ et un diamètre $d_z = d_q = 3\text{ mm}$. On ne prend pas en compte le jeu vis-écrou car l'écrou est plaqué par des ressorts. Le ressort de dérigidification et les lames en L éloignent l'écrou du filet avec une force majorée de 6 N . Ainsi, on le plaque contre le filetage, avec des ressorts appliquant la même force.

Avec le moteur et son réducteur de 29:1, chaque incrément induit une résolution minimale de:

$$R_p = R_z = \frac{q_p \cdot 2\pi}{29 \cdot 512} = 150\text{ nm} \quad (4)$$

Finalement, la résolution angulaire est :

$$R_{\alpha p} = R_{\alpha z} = \frac{2\pi}{29 \cdot 512} = 4.2 \cdot 10^{-4}\text{ rad} \approx 0.024^\circ \quad (5)$$

3.2 Réglage du zéro

Les paramètres du système vis écrou sont les mêmes pour la dérigidification et le réglage du zéro. Cela permet de réutiliser les mêmes pièces et simplifier la production du capteur. Avec un déplacement minimal $R_z = 1.5 \cdot 10^{-7}\text{ m}$ et un ressort de constante $k_z = 0.347\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, on trouve une résolution :

$$R_{Fz} = k_z \cdot R_z = 5.2 \cdot 10^{-8}\text{ N} \quad (6)$$

3.3 Débattement des articulations flexibles

Trois débattements différents apparaissent dans le mécanisme.

Pour les pivot RCC et les lames, nous avons un bras de levier $b_s = 4.04\text{ cm}$, qui correspond à la distance entre le centre du cercle capté par le capteur et son centre de rotation. La plage de mesure du capteur est $s_{max} = 0.5\text{ mm}$. Ce qui donne un angle maximal à parcourir :

$$\alpha_{max} = \frac{s_{max}}{b_l} = 0.012\text{ rad} \approx 0.71^\circ \quad (7)$$

Pour la dérigidification, l'écrou doit pouvoir se déplacer de 3 mm dans les deux sens. Cela induit que le débattement x des lames en L doit être supérieur ou égal à cette distance.

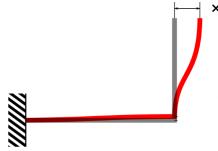


Figure 10: Débattement lame en L

Pour le ressort de mise à zéro et les deux ressorts de dérigidification, les plages de distance sont les suivantes. Pour le ressort du zéro, le déplacement en x doit être de 3 mm de chaque coté (voir **Fig.12**), pour le ressort (1) de 10 mm et pour le ressort (2), le déplacement maximal est de 3 mm de chaque coté (voir **Fig.11**).

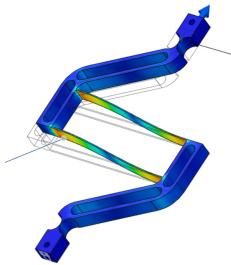


Figure 11: Déformation ressort 1

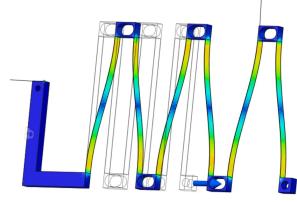


Figure 12: Déformation ressort 0

3.4 Contraintes admissibles

Pour les contraintes admissibles, nous avons tester les limites du mécanisme dans cet ordre.

- Définir les courses angulaires limite pour les cols et les pivots RCC
- Définir les limites de déplacement des lames en L
- Vérifier que les pivots RCC ne flambent pas à cause de la dérigidification.
- Vérifier que les limites maximales d'élongation des ressorts à lames de la dérigidification et mise à zéro ne sont pas dépassées.
- Contrôler la durée de vie de nos roulements soutenant le système vis écrou.

Les pivots sont des pivots RCC à 2 lames, de paramètres (voir **Fig.13**) :

- $b = 5 \text{ mm}$
- $l = 42,5 \text{ mm}$
- $e = h = 2.7 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
- $p = 7.5 \text{ mm}$
- $E = 72 \text{ GPa}$ (Aluminium)
- $\sigma_{adm} = 520 \text{ MPa}$

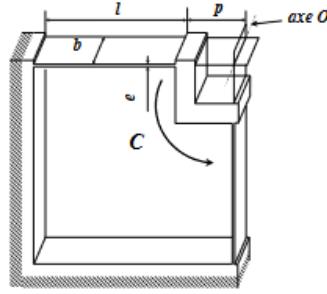


Figure 13: Schéma descriptif du pivot RCC

Leur course angulaire maximale est :

$$\alpha_{adm,rcc} = \frac{\sigma_{adm} l^2}{E(2hl + 3hp)} = 0.45 \text{ rad} \approx 25.8^\circ \quad (8)$$

Ce qui donne un facteur de sécurité de 37.

Pour les cols, de paramètres voir (**Fig.16**) et dans le même matériau, on obtient :

- $r_c = 2.5 \text{ mm}$
- $e_c = 0.06 \text{ mm}$
- $b_c = 5 \text{ mm}$

$$\alpha_{adm,col} = \frac{3\pi\sigma_{adm}\sqrt{r_c}}{4E\sqrt{e_c}} = 0.101 \text{ rad} \approx 5.8^\circ \quad (9)$$

Ce qui donne un facteur de sécurité de 11.8 .

Afin de déterminer le déplacement maximal de nos lames en L, nous les modélisons par une table à lame. La course maximale L_{max} d'une table à lame étant la même que le déplacement d'une lame sous la contrainte de la **Fig.14**. Les paramètres des calculs deviennent, toujours avec l'aluminium contal:

- $l = 20.8 \text{ mm}$
- $h = 90 \mu\text{m}$

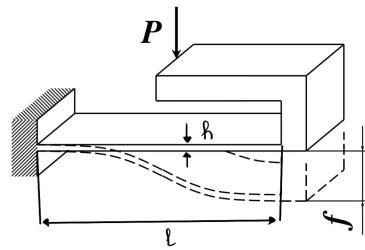


Figure 14: Schéma de déformation d'une lame

$$L_{max} = \frac{\sigma_{adm} l^2}{3Eh} = 11.57 \text{ mm} \quad (10)$$

Ce qui donne un facteur de sécurité de 3.85 .

Comme le mécanisme de dérigidification tire sur les pivots RCC, il faut vérifier que les lames du pivots ne flambent pas. Les hypothèses sont que les forces dans les deux lames du pivot sont équitablement distribuées et que les lames sont considérées comme étant fixée des deux côtés (**Fig.14**). Pour savoir si les lames vont flamber, il faut:

- trouver l'inertie d'une lame
- trouver la force maximale que peuvent supporter nos lames avant flambage
- comparer la force s'appliquant sur une lame pendant la dérigidification et la force trouvée juste avant.

Pour les deux équations qui suivent les variables sont celles représentée sur la **Fig.13**.

$$I = \frac{bh^3}{12} = 8.2 \cdot 10^{-15} m^4 \quad (11)$$

La force maximale avant le flambage est donné par :

$$F_{max} = \frac{4\pi^2 EI}{l^2} = 12.9 N \quad (12)$$

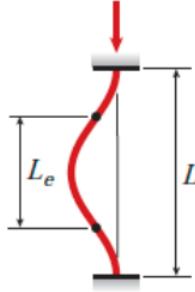


Figure 15: Type de fixation des lames des pivots RCC

Pour finir la force appliquée sur ces deux lames en fonction de l'angle entre elles ($\theta = 70^\circ$) et la force maximale appliquée sur les pivots $F_{derig} = 5.38 N$:

$$F_{app} = \frac{F_{derig}}{2\cos(\theta/2)} = 3.284 N \quad (13)$$

Ce qui donne un facteur de sécurité $\frac{F_{max}}{F_{app}}$ qui est de 3.93.

Ensuite, il faut vérifier l'élongation maximale du ressort de mise à zéro et ceux de dérigidification. On ré-utilise l'**Équation (10)** pour les lames en parallèles et $L_{max} = \frac{2\sigma_{adm}l^2}{3Eh}$ pour les lames en série. Le ressort (1) doit pouvoir s'allonger de 10 mm, le ressort (2) de ± 3 mm et le ressort du zéro de ± 3 mm.

Les ressorts (1) et (2) sont en Acier ($E = 196 GPa, \sigma_{adm} = 2050 MPa$) et le ressort du zéro en Aluminium ($E = 72 GPa, \sigma_{adm} = 520 MPa$).

Pour le ressort (1) avec des lames parallèles, de paramètres :

$$b = 4 mm, h = 0.28 mm, l = 4 cm$$

On obtient $L_{max,1} = 19.922 \text{ mm}$. Le facteur de sécurité est 1.992 .

Pour le ressort (2) avec des lames parallèles, de paramètres :

$$b = 4 \text{ mm}, h = 0.41 \text{ mm}, l = 4 \text{ cm}$$

On obtient $L_{max,2} = 13.6 \text{ mm}$. Le facteur de sécurité est 4.53 .

Pour le ressort du zéro avec des lames, en série, de paramètres :

$$b = 3 \text{ mm}, h = 0.1 \text{ mm}, l = 4.7 \text{ cm}$$

On obtient $L_{max,0} = 106.3 \text{ mm}$. Le facteur de sécurité est 35.5 .

Nos ressorts comportent des cols, de paramètres :

$$b = 4 \text{ mm}, e = 50 \mu\text{m}$$

La force maximale que subissent les cols est de 5.4 N. Cela correspond à une contrainte $\sigma = \frac{F}{b \cdot e} = 27 \text{ MPa}$. Nous sommes bien en dessous de la limite élastique de l'acier, de 2050 MPa.

Les cols du corps d'épreuve subissent eux : $\sigma = \frac{F}{b_c \cdot e_c} = 3.33 \text{ MPa}$ pour une force maximale approximative de 1 N.

Finalement, il faut vérifier que nos roulements ont une durée de vie assez longue pour notre application. Les quatre roulements de notre mécanisme sont les mêmes. La force maximale appliquée sur chaque roulement est une force axiale F_a de 9 N. Les paramètres de nos roulements (SKF 623) sont :

- $fo = 7.5$
- $C_0 = 0.18 \text{ kN}$
- $C = 0.54 \text{ kN}$

comme

$$\frac{fo \cdot F_a}{C_0} = 0.375 \quad (14)$$

Le e que l'on doit prendre est 0.22, le X est 0.56 et le Y est 1.99 selon le tableau du site SKF. La force radiale étant extrêmement petite par rapport à la force axiale, la charge équivalente dynamique P devient :

$$P = Y * F_a \approx 18 \text{ N} \quad (15)$$

Finalement, on trouve le nombre maximal de rotation que peut faire nos roulements L_{10} :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 27000 \cdot 10^6 \text{ rotations} \quad (16)$$

Ce qui est largement suffisant pour notre application.

3.5 Couples moteurs maximaux requis

Le calcul des couples moteurs maximaux se fait de la même façon pour le réglage du zéro et la dérigidification. Ce sont les forces sur l'écrou qui varient en fonction de la fonction considérée.

De manière générale, le couple de serrage d'un écrou est :

$$M = r \cdot P \cdot \tan(\theta + \gamma) \quad (17)$$

où r est le rayon de la vis, P la force exercée sur l'écrou, θ l'angle du plan incliné que forment les dents de la vis, et γ l'angle de frottement.

On obtient ensuite pour γ et θ :

$$\theta = \arctan\left(\frac{q \cdot p}{2\pi r}\right) \quad (18)$$

$$\gamma = \arctan\left(\frac{\mu}{\cos(\beta/2)}\right) \quad (19)$$

où μ est le coefficient de frottement entre la vis et l'écrou, et β l'angle de filet des dents.

La vis M3 est métrique à pas fin, avec $q_p = q_z = 0.35 \text{ mm}$ et $r = 3 \text{ mm}$.

Nous l'usinons en titane, pour limiter les frottements avec l'aluminium et éviter tout risque de grippage.

Cela donne un coefficient de frottement titane-aluminium $\mu = 0.41$.

Pour un filetage métrique, l'angle de filets des dents est de 60° , soit $\frac{\pi}{3} \text{ rad.}$

Pour la dérigidification, nous utilisons un ressort de constante de rigidité $k_p = 1688 \text{ N.m}^{-1}$, qui va s'étirer de 3 mm au maximum. La rigidité des lames en L du système vis-écrou est de 191 N.m^{-1} . De plus, deux ressorts sont utilisés pour plaquer l'écrou contre la vis pour éliminer toute imprécision sur la position de l'écrou. Ils exercent au maximum une force de 13 N . Cela donne une force maximale appliquée sur l'écrou pour la dérigidification :

$$P = (k_p + k_{lames}) \cdot \Delta l_{max} + P_{ressort} = 18.637 \text{ N} \quad (20)$$

On peut donc calculer le couple maximal à fournir dans notre mécanisme pour faire tourner la vis

$$C_{fp} = r \cdot P \cdot \tan(\theta + \gamma) = 0.013 \text{ N.m} \quad (21)$$

D'autre part, nous pouvons obtenir le couple maximal que le moteur peut fournir indépendamment du mécanisme. Le couple maximal du moteur est de 3.3 mN.m . Ce couple est multiplié par 29 grâce au réducteur. On pose :

$$C_{max} = 0.0957 \text{ N.m} \quad (22)$$

Et on définit le facteur de sécurité :

$$FS_p = \frac{C_{max}}{C_{fp}} = 7.2 \quad (23)$$

Il est possible de faire de même avec la correction du zéro. La plus grande force exercée sur l'écrou se situe lorsque l'on veut corriger une force de 1 mN en $-x$ (ie vers la bas). Dans ce cas, l'écrou avance de 3mm par rapport à sa position d'origine. Le système vis-écrou comporte deux ressorts de traction permettant de compenser l'imprécision de la position de l'écrou sur la vis.

Ces deux ressorts de traction exercent au maximum 13 N .

$$C_{fz} = 0.0092 \text{ N.m} \quad (24)$$

avec un facteur de sécurité $FS_z = 10.3$.

A noter que nous obtenons approximativement les mêmes valeurs de couple en serrage et en desserrage, et nous avons gardé les plus grandes, c'est à dire en serrage.

3.6 Calcul de l'Énergie totale

Afin de vérifier que le mécanisme est équilibré statiquement et pour calculer la Force selon x , il est nécessaire de calculer l'énergie totale que contient notre système. On ignorera l'énergie apporté par le système du zéro car elle ne dépend pas de x .

Par la suite, on raisonnera en rigidité angulaire avec : $\theta = \frac{x}{b_l}$, avec b_l la longueur de branche ($b_l = 85\text{ mm}$).

Tout d'abord, il est nécessaire de calculer la rigidité totale du mécanisme en guidage flexible. En raisonnant pas les énergies, on obtient :

$$\begin{aligned} V_{sys} &= \frac{1}{2}k_{sys}\theta^2 = \sum_i \frac{1}{2}k_i\theta^2 \\ &= 2 \cdot \frac{1}{2}k_{col}\theta^2 + 2 \cdot \frac{1}{2}k_{rcc}\theta^2 \end{aligned} \quad (25)$$

Soit :

$$k_{sys} = 2 \cdot k_{col} + 2 \cdot k_{rcc} \quad (26)$$

Avec :

$$k_{rcc} = \frac{8Ebh^3(l^2 + 3pl + 3p^2)}{12l^3} \quad (\text{voir Fig.13}) \quad (27)$$

$$k_{col} = \frac{0.07Eb_ce_c^{2.5}}{\sqrt{r_c}} \quad (\text{voir Fig.16}) \quad (28)$$

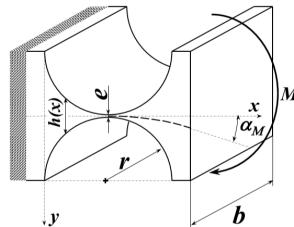


Figure 16: Schéma descriptif d'un col circulaire

Ensuite, il faut calculer l'énergie apportée par le système de dérigidification.

Nous nous sommes rendu compte que le cas de la **Fig.17** ne prend pas en compte la longueur initiale l_0 du ressort de pré-charge.

On pose ici l la distance entre le pivot et le point d'attache du ressort sur la branche. a correspond à la distance entre le pivot de la branche et le pivot du ressort quand celui-ci est au repos.

On nomme p la précharge du ressort/élongation par rapport à sa longueur libre Δ_0 . C'est ce paramètre que l'on va modifier à l'aide de l'ensemble vis-écrou.

De fait, on a $\Delta_0 = l_0 + p = l + a + p$.

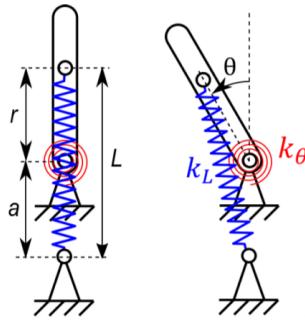


Figure 17: Ressort idéal de dérigidification

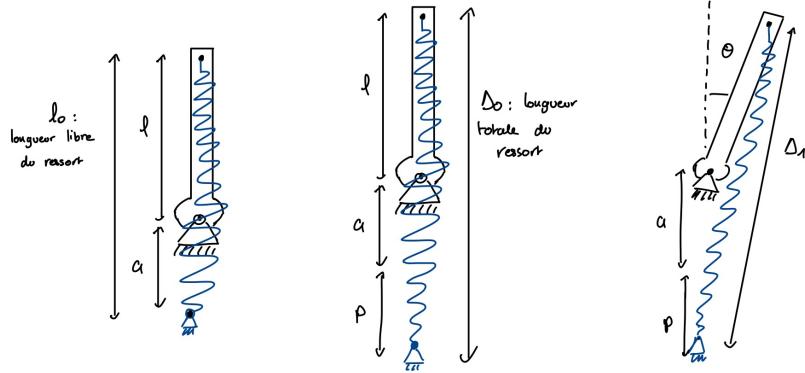


Figure 18: Ressort réel de dérigidification, à gauche sans précharge, au milieu avec précharge et à droite préchargé et déformé de θ

On peut écrire que la variation d'énergie du ressort est :

$$V_{k_L} = \frac{1}{2}k_L(p - (\Delta_0 - \Delta_1)^2) \quad (29)$$

Que l'on peut réécrire

$$V_{k_L} = \frac{1}{2}k_Lp^2 + \frac{1}{2}k_L\Delta_0^2(1 - \frac{\Delta_1}{\Delta_0})^2 - k_Lp\Delta_0(1 - \frac{\Delta_1}{\Delta_0}) \quad (30)$$

On a :

$$\Delta_0^2 = (l + a + p)^2 \quad (31)$$

Et on cherche à exprimer Δ_1^2 . Avec le théorème des sinus, on trouve :

$$\Delta_1^2 = (l + a + p)^2 - 2l(a + p)\theta^2 = \Delta_0^2 - 2l(a + p)\theta^2 \quad (32)$$

Ainsi :

$$\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_0}\right)^2 = 1 - \frac{2l(a+p)\theta^2}{(l+a+p)^2} \quad (33)$$

$$\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_0}\right) = \sqrt{1 - \frac{2l(a+p)\theta^2}{(l+a+p)^2}} \quad (34)$$

On linéarise cette racine carré au moyen d'une expansion de Taylor d'ordre 2, autour de zéro (approximation des petits angles), ce qui donne :

$$\left(\frac{\Delta_1}{\Delta_0}\right) = 1 - \frac{l(a+p)\theta^2}{(l+a+p)^2} \quad (35)$$

On réinjecte dans l'équation de l'énergie et on trouve :

$$V_{k_L}(\theta) = \frac{1}{2}k_L p^2 + \frac{1}{2}k_L \frac{(l(a+p))^2}{(l+a+p)^2} \theta^4 - k_L \frac{pl(a+p)}{(l+a+p)} \theta^2 \quad (36)$$

Si l'on ramène tout selon x , nous avons :

$$V_{sys}(x) = \frac{1}{2} \frac{k_{sys}}{b_l^2} x^2 \quad (37)$$

$$V_{k_L}(x) = \frac{1}{2}k_L p^2 + \frac{1}{2}k_L \frac{(l(a+p))^2}{(l+a+p)^2 \cdot b_l^4} \cdot x^4 - k_L \frac{pl(a+p)}{(l+a+p) \cdot b_l^2} \cdot x^2 \quad (38)$$

Chaque ressort comporte deux cols afin de pouvoir s'adapter à la course angulaire de notre mécanisme. Ces cols ont une rigidité angulaire qui n'est pas négligeable dans nos calculs de dérigidification, bien que sa rigidité angulaire soit 100 fois plus faible. On utilise la même formule que ci-dessus dans le mécanisme. Cependant, l'angle parcouru par le col des ressorts n'est pas le même que celui du mécanisme. Étant donné que le triangle que forme le ressort (de côtés $(a+p)$, l et Δ_1) est approximativement isocèle, l'angle que fait le col du ressort est environ la moitié de celui du mécanisme (i.e. θ). On a donc pour un ressort donné (avec deux cols) :

$$V_{cols,ress} = 2 \cdot \frac{1}{2} k_{col,ress} \frac{\theta^2}{4} = k_{col,ress} \frac{x^2}{4b_l^2} \quad (39)$$

Nous utilisons deux ressorts de précharge, un dont le p reste fixe (ressort 1), et un autre dont le p va varier à l'aide de l'ensemble vis-écrou (ressort 2). (voir **Section 2.1.2**)
L'énergie totale de dérigidification devient donc :

$$E_{tot} = V_{sys}(x) + V_{k_{L_1}}(x) + V_{k_{L_2}}(x) + 2 \cdot V_{k_{cols,ress}}(x) \quad (40)$$

Nous pouvons donc obtenir le graphique montrant chaque terme.

En bleu: l'énergie de notre système sans aucune dérigidification.

En vert : l'énergie du ressort 2, celui dont on modifie la précharge.

En noir : l'énergie du ressort 1, dont la précharge reste fixe.

En rouge : La somme de toutes les énergies

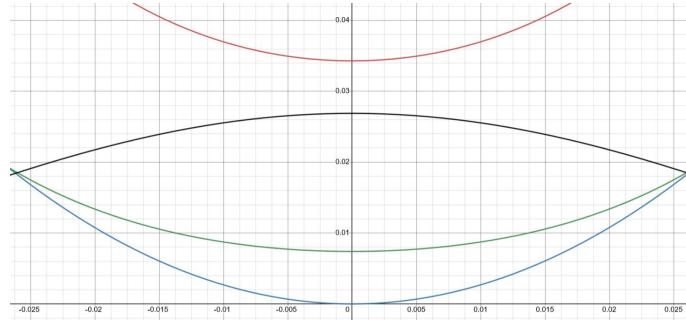


Figure 19: Graphique des énergies pour p_{min} . En abscisse l'avancement de la sonde x en mètres, en ordonnée l'énergie du système

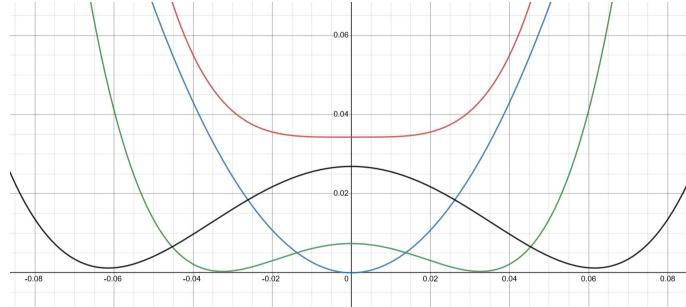


Figure 20: Graphique des énergies pour p_{max} . En abscisse l'avancement de la sonde x en mètres, en ordonnée l'énergie du système

3.7 Calcul de $F(x) = \partial_x E(x)$

Notre énergie est un polynôme de degré 4 que l'on peut aisément dériver :

$$\begin{aligned} F(x) &= \frac{dE_{tot}}{dx} \\ &= \frac{dV_{sys}}{dx} + \frac{dV_{k_{L_1}}}{dx} + \frac{dV_{k_{L_2}}}{dx} + 2\frac{dV_{k_{cols,ress}}}{dx} \\ &= F_{sys} + F_{k_{L_1}} + F_{k_{L_2}} + F_{k_{cols,ress}} \end{aligned} \quad (41)$$

Ainsi, la composante due à la rigidité du système devient :

$$F_{sys}(x) = \frac{dV_{sys}}{dx} = k_{sys} \cdot \frac{x}{b_l^2} \quad (42)$$

Le composante dûe à la dérigidification pour le ressort i est :

$$\begin{aligned} F_{k_{L_i}} &= \frac{d(V_{k_{L_i}} + V_{k_{cols,ress}})}{dx} \\ &= 2k_{L_i} \left(\frac{(l(a_i + p_i))^2}{(l + a_i + p_i)^2 \cdot b_l^4} \right) \cdot x^3 - 2k_{L_i} \left(\frac{l p_i (a_i + p_i)}{(l + a_i + p_i) \cdot b_l^2} \right) \cdot x + \frac{k_{cols,ress}}{2b_l^2} \cdot x \end{aligned} \quad (43)$$

3.8 Détermination du polynôme approximant $F(x)$

Avec l'**Équation (41)**, nous avons les formules exactes des coefficients des polynômes de la caractéristique force-déformation. Le coefficient a_1 comprend les termes en x^2 de l'énergie, soit les composantes négatives des ressorts et la composante du mécanisme.

$$a_1 = \frac{2}{b_l^2} \left(\frac{k_{sys}}{2} + \frac{k_{cols,ress}}{2} - \frac{k_{L_1}l \cdot p_1(a_1 + p_1)}{(l + a_1 + p_1)} - \frac{k_{L_2}l \cdot p_2(a_2 + p_2)}{(l + a_2 + p_2)} \right) \quad (44)$$

Le coefficient a_3 comprend les composantes en x^4 de l'énergie, dues aux deux ressorts.

$$a_3 = \frac{2}{b_l^4} \left(\frac{k_{L_1}(l(a_1 + p_1))^2}{(l + a_1 + p_1)^2} + \frac{k_{L_2}(l(a_2 + p_2))^2}{(l + a_2 + p_2)^2} \right) \quad (45)$$

Ainsi on obtient :

$$F_{poly3}(x) = a_3 \cdot x^3 + a_1 \cdot x \quad (46)$$

Les valeurs numériques seront données en **Section 3.10** lors du calcul de la non linéarité. Nous pouvons donc tracer la caractéristique force-déformation pour p_{min} et p_{max}

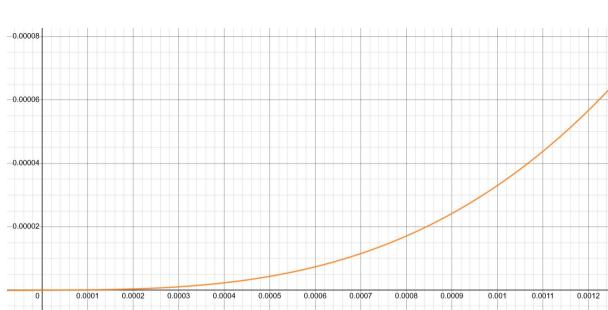


Figure 21: Caractéristique force-déformation pour p_{max} , plage entière de la course du point A

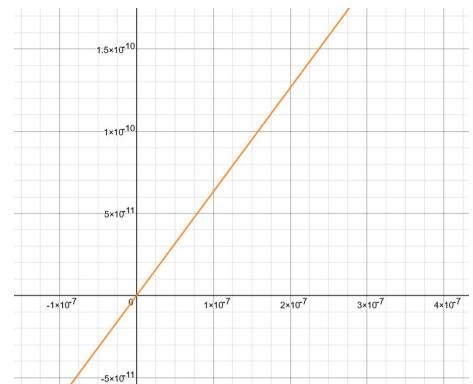


Figure 22: Caractéristique force-déformation pour p_{max} , plus petites courses admissibles (20 nm)

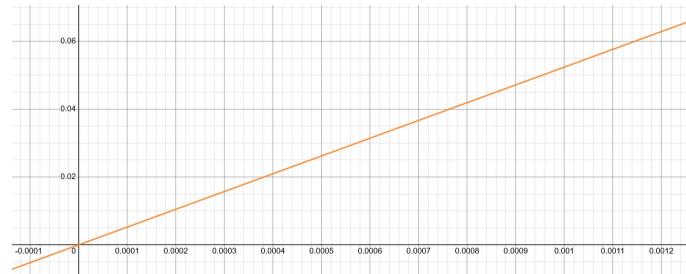


Figure 23: Caractéristique force-déformation pour p_{min}

3.9 Plage de réglage de la rigidité

Afin de trouver comment varie la rigidité de notre système selon p , nous nous sommes basés sur l'analyse suivante pour avoir la rigidité équivalente k_{eq} , en fonction du déplacement par rapport à la sonde, s :

Nous sommes repassés par nos rigidités angulaires dépendantes de θ . De la même façon que nous avons $k_{Lx} = k_\theta/b_l^2$, avec b_l la distance entre le point A et son centre de rotation, on peut définir b_s la distance entre le centre du cercle capté par le capteur. On a d'ailleurs $i = b_l/b_s = 2.10$.

Ainsi, $k_{Ls} = k_\theta / (b_l \cdot b_s)$.

Dériver deux fois nous laisse avec des termes de la rigidité qui dépendent encore de x . Pour tester leur incidence, nous avons comparé la formule du ressort équivalent avec x_{max}^2 , l'avancement maximal du point A de la sonde, et la formule sans le terme en x^2 . Nous avons remarqué que ces termes en x^2 n'avaient pas d'incidence dans notre plage de réglage de la précharge. Nous avons donc comme formule de la rigidité équivalente :

$$k_{eq} = \frac{1}{b_l \cdot b_s} \left(k_{sys} + k_{cols,ress} - 2 \frac{k_{L1} p_1 l (a_1 + p_1)}{(l + a_1 + p_1)} - 2 \frac{k_{L2} p_2 l (a_2 + p_2)}{(l + a_2 + p_2)} \right) \quad (47)$$

Ici, c'est p_2 que l'on modifie pour changer la rigidité équivalente. Nous obtenons donc les valeurs numériques :

$$k_{eq,p_{2,min}} = 110.6 \text{ Nm}^{-1} \quad (48)$$

$$k_{eq,p_{2,max}} = 0.00138 \text{ Nm}^{-1} \quad (49)$$

A noter que pour un incrément du moteur de moins (150 nm), nous obtenons une rigidité de 0.0033 Nm^{-1} . Notre mécanisme comporte donc une grande plage de rigidité précisément configurable. On peut afficher la plage de rigidité équivalente selon la précharge p (courbe en orange). Les lignes bleues correspondent aux rigidités équivalentes nécessaires pour mesurer les forces demandées dans le cahier des charges. La ligne verte correspond à la rigidité minimale de notre mécanisme.

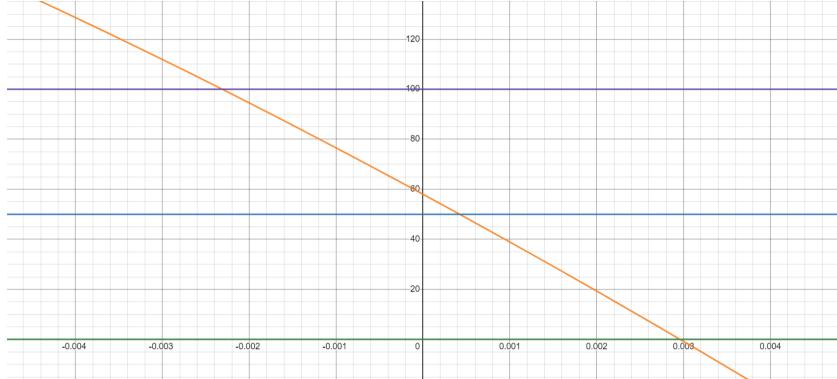


Figure 24: Plage de rigidité équivalente en fonction de la précharge en m

3.10 Non linéarité relative

La non-linéarité relative est définie par le rapport $\frac{a_3}{a_1}$ (voir **Section 3.8**).

On peut donc calculer leur rapport pour p_{min} et pour p_{max} .

Pour p_{max} ($p = 0.0029613 \text{ m}$), nous avons :

$$\mu_r(p_{max}) = \frac{32373}{0.00126} = 2.57 \cdot 10^7 \quad (50)$$

Et pour $p_{min}(-0.003 \text{ m})$:

$$\mu_r(p_{min}) = \frac{28325}{105.3} = 269 \quad (51)$$

La non linéarité relative est très grande pour p_{max} , mais cela est dû à la grande précision de notre capteur. Si l'on veut mesurer une force de 500 nN avec le plus petit incrément du capteur (10 nm), nous avons une non linéarité plus raisonnable :

$$\mu_r(500 \text{ nN}) = \frac{30685}{47.1} = 651 \quad (52)$$

3.11 Graphique de $F(x)$ et de son approximation

Notre force nous est déjà donné par un polynôme de degré 3 (en orange), nous affichons donc la caractéristique force-déformation $F(x)$ et son approximation linéaire $F_{lin}(x) = a_1 \cdot x$ (en noir). Nous avons donc pour p_{min} : (voir **Fig.25**).

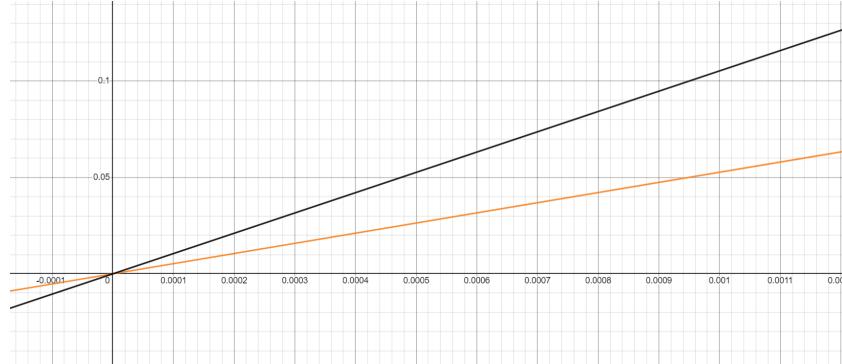


Figure 25: Non-linéarité pour p_{min}

Et pour p_{max} : (voir **Fig.26**)

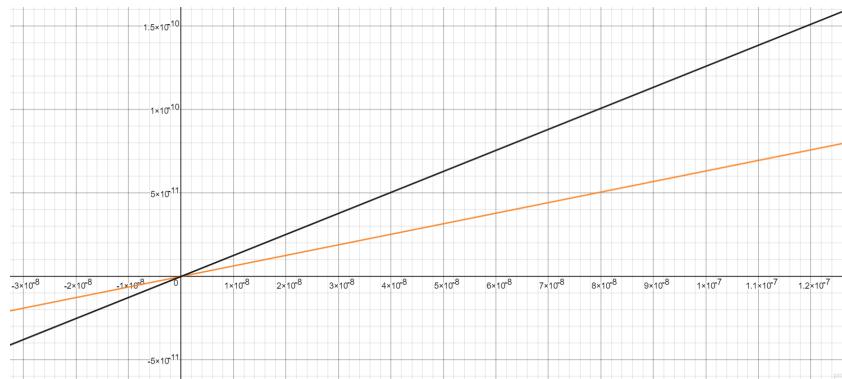


Figure 26: Non-linéarité pour p_{max}

3.12 Résolution de mesure

Nous calculons la résolution de mesure par :

$$R_F = k_{eq} \cdot R_s = \frac{k_{eq} \cdot x_{max}}{i} \quad (53)$$

Ici, i est le rapport de transmission entre la sonde et le capteur, et $i = 2.10$.

Ainsi, $x_{max} = R_s \cdot i = 21 \text{ nm}$.

Pour p_{min} , nous avons :

$$R_F(k_{eq}(p_{min})) = 1.11 \cdot 10^{-6} \text{ N} \quad (54)$$

Pour p_{max} , nous avons :

$$R_F(k_{eq}(p_{max})) = 1.38 \cdot 10^{-11} \text{ N} \quad (55)$$

3.13 Plus grande force mesurable

La course maximale détectée par le capteur apparaît quand le point A de la sonde translate de 1.05 mm selon x . En parcourant cette distance, on peut mesurer :

- 55.3 mN avec p_{min}
- $38.2 \mu\text{N}$ avec p_{max}

3.14 Gamme dynamique virtuelle

La gamme dynamique virtuelle est définie comme la force maximale mesurable divisée par la plus petite force mesurable :

$$D_{Fv} = \frac{F_{max}(k_{eq,max})}{RF(k_{eq,min})} = \frac{55.3 \text{ mn}}{13.3 \text{ pN}} = 4.16 \cdot 10^9 \quad (56)$$

4 Discussion

4.1 Séquence de réglages

Pour obtenir la plus grande résolution en force possible, il faut allonger le ressort de dérigidification de 2.9613 mm , ce qui correspond à 19742 incrément du moteur.

Le réglage du zéro a une précision de 52 nN , on peut donc corriger des forces parasites de manière très précise. Il faut d'abord corriger les forces parasites, car la dérigidification part du principe que l'avancement de la sonde est nul (i.e. que l'angle de la branche où l'on applique la dérigidification est de zéro). Pour une implémentation réelle de notre mécanisme, une calibration sera sûrement nécessaire afin de mesurer la réelle plus petite force mesurable par notre mécanisme.

Il faudrait aussi modifier la position du ressort du réglage du zéro en fonction de l'avancement de la sonde. En effet, lorsque la sonde bouge, le ressort de réglage du zéro viendrait se compresser, exerçant donc une force sur le mécanisme. En bougeant la position de l'écrou auquel est attaché le ressort, on limiterait la force parasite ainsi créée.

On pourrait améliorer le mécanisme en augmentant la course admissible de l'écrou ou en modifiant la rigidité du ressort pour permettre cette correction de position quelle que soit la force parasite corrigée. Nous n'avons pas eu le temps d'implémenter cette solution.

On pourrait également gagner en précision en utilisant une certaine suite de réglage. On mesure d'abord la force avec un k_{eq} relativement élevé pour déterminer l'ordre de grandeur de la force.

Si la force est inférieure à 1 mN , on s'approche de cette force en la compensant avec le réglage du zéro. On ramène ainsi la sonde proche de sa position initiale, et on peut continuer à dérigidifier pour obtenir une plus grande résolution au niveau de la force.

Si la force est supérieure à 1 mN , on la diminuerait de 1 mN ce qui est toujours ça de gagné en précision.

A noter que cette séquence de réglage peut se faire plusieurs fois d'affilée, pour gagner en précision et limiter des erreurs liées à cette séquence de réglage.

Cette solution aurait besoin d'une course plus grande du ressort de réglage du zéro pour être implémentée, de la même façon que le déplacement de l'écrou de la vis du réglage du zéro.

4.2 Non-conformités avec le cahier des charges

Le capteur de force respecte le cahier des charges, à 2 détails près.

Les dimensions du boîtier externe du senseur sont $139.5 \text{ mm} \times 104 \text{ mm} \times 49.3 \text{ mm}$. Elles ne respectent pas entièrement les dimensions idéales demandées ($150 \times 100 \times 50$) mais reste néanmoins

inférieur au volume imposé. Une grande partie de la place est occupée par les moteurs, donc l'utilisation d'actionneurs moins imposants permettrait de diminuer le volume occupé.

Le dégagement de la sonde selon y est $l_p = 30.121\ mm$. Ce dégagement ne respecte pas la demande $l_{p,charge} = 28\ mm$ à cause de la construction du corps d'épreuve. Néanmoins, si les $28\ mm$ sont nécessaires, il est possible d'allonger le boîtier afin de les obtenir sans difficulté.

4.3 Effet des tolérances de fabrication

L'ensemble du système repose sur des pièces avec des contraintes précises. Ainsi, les tolérances de fabrication changerait les paramètres des lames, cols et différentes longueurs de notre mécanisme. Cela pourrait changer la rigidité de notre mécanisme (sans rigidification), la rigidité de nos ressorts, leurs longueurs... Cependant, nous pensons qu'il est possible compenser ces imperfections. Il existe une certaine marge de déplacement de l'écrou. Ainsi, en calibrant notre mécanisme, nous aurions sûrement un p_{max} et donc une rigidité équivalente légèrement différents. Dans le cas optimiste, la précision est de l'ordre de la dizaine de piconewtons. Alors que dans le cas pessimiste, l'ordre sera d'une centaine de piconewtons, ce qui reste très précis.

4.4 Utilisation des formules

Nous nous sommes rendus compte à un stade avancé du projet que la formule utilisée pour l'énergie n'était pas exactement la bonne formule. Nous avons fait le développement de l'énergie d'un levier préchargé avec longueur libre d'une manière analogue à celle vue en cours, en faisant des approximations des petits angles. Cependant, nous aurions pu calculer numériquement la formule, et ne pas faire tout le développement présenté. La formule réelle est assez proche de la notre pour p_{min} , mais est assez différente pour p_{max} .

Nous avons dimensionné tout notre mécanisme en fonction de la formule calculée en section 3.6, ce qui explique cette différence.

Nous pensons qu'avec les facteurs de sécurité utilisés, et la performance actuelle de notre capteur, nous aurions pu adapter notre mécanisme à cette formule réelle, en changeant la rigidité de nos ressorts et leur course.

5 Construction

5.1 Choix faits pour la construction

Le corps d'épreuve peut être usiné de cette façon: la première étape serait de faire tous les trous servant à fixer le bloc au bâti et le trou pour attacher la sonde au bloc. Le reste serait ensuite usiné par électroérosion. Comme le rapport longueur-largeur est plus grand que 60 pour les lames de nos pivots RCC, ils devront avoir au minimum 3 cols. Les cols étant un résultat d'une reprise de l'électroérosion car usiner la lame en une fois n'était pas possible à cause des vibrations.

Il faudrait faire de même pour les ressorts de dérigidifications et de mise à zéro en usinant en premier deux trous taraudés et ensuite passer à l'électroérosion. Les lames composant ces ressorts devront également avoir des cols. Pour le ressort (1) il faudra 3 cols, pour le ressort(2), 2 cols et pour le ressort(0), 8 cols.

Les deux blocs contenant le système vis-écrou sont eux plus compliqués à usiner. La première étape sera de faire un trou taraudé traversant le bloc. La deuxième étape sera de fraiser les deux trous servant de logement pour nos roulement. Pour la troisième étape, il faudra tourner la pièce et fraiser les quatre extrusions servant à fixer la pièce au bâti. La quatrième étape, considérera à retourner la pièce pour faire un dernier trou taraudé. Pour finir, il reste à faire l'électroérosion, les lames en L ont

elles aussi besoin de 4 cols.

Les deux systèmes vis-écrou de notre mécanisme contiennent les mêmes roulements. Comme notre charge tournante est sur la bague intérieure celle si se doit d'être en serrage avec l'arbre. Notre vis faisant 3 mm de diamètre et notre charge étant considéré comme moyenne, une tolérance $js5$ a été choisie. Pour la bague extérieure qui voit une charge fixe, nous utilisons une tolérance $H7$. Le roulement choisi est le roulement SKF 623 avec un jeu interne de C_5 et une tolérance normale. En prenant en compte les tolérances internes au roulement, le jeu minimal possible sur l'axe est de $18\text{ }\mu\text{m}$ et le jeu maximal est de $53\text{ }\mu\text{m}$. Cela laisse une certaine tolérance pour l'alignement des logements où seront chassés les roulement de $\pm 9\text{ }\mu\text{m}$ chacun.

5.2 Choix des matériaux

Le senseur de force est composé de trois alliages métallisés différents.

Le corps d'épreuve ainsi que le ressort du zéro sont fait d'Aluminium Contal. Nous avons opté pour un alliage à base d'Aluminium car c'est un métal paramagnétique (faible perméabilité), bon conducteur et plutôt souple tout en étant usinable par électro-érosion. Il nous permet de garder une rigidité minimale tout en restant facilement usinable par électroérosion. En effet, sa faible rigidité nous permet de faire des lames plus épaisses, donc plus facilement usinables. Pour le ressort du zéro, il aurait été plus judicieux d'utiliser un alliage encore plus souple, mais nous avons préféré l'aspect durable et financier en limitant le nombre de métaux différents nécessaire, et en simplifiant l'usinage.

Les vis sont faites de Titane $6Al-4V$. Sans compter, les demandes du cahier de charge, le choix du Titane est dû au faible coefficient de frottement sans lubrifiant du contact Titane-Aluminium ($\mu = 0.41$) comparé au coefficient Aluminium-Aluminium ($\mu = 1.05$). Une autre solution est l'utilisation de vis en Aluminum avec un recouvrement en Tungstène Disulfide ou en Teflon ($\mu_{tung} = 0.035$ et $\mu_{teflon} = 0.08$).

Enfin, les deux ressorts de pré-charge sont fait en Acier Böhler K190. L'acier est plus intéressant pour les ressorts car il permet d'être plus rigide pour des paramètres donnés, et donc maximise la course admissible du ressort.

Les températures d'utilisation de chaque matériau sont tels que la température d'utilisation du capteur est limité par celle de l'encodeur : -45°C à $+85^{\circ}\text{C}$. Nous rentrons donc dans les demandes du cahier des charges au niveau de la température.

6 Conclusion

Le capteur de force présenté dans ce rapport respecte les demandes du cahier des charges ainsi que les points optionnels d'utilisation (FMI, température, durée de vie, forces parasites). Fait d'Acier et Aluminium conducteurs, il permet de mesurer des forces allant de 13 pN à 55 mN .

Pour avoir une idée du prix de fabrication, nous avons utilisé un logiciel de devis en ligne¹. Nous sommes arrivés à un prix d'environ 4400.- de fabrication. Néanmoins, nous avons indiqué au logiciel d'utiliser une machine CNC pour faire nos pièces alors qu'elles devraient être parfois produites avec de l'électro-érosion. Nous ne pouvons donc pas assurer un prix de fabrication inférieur à 8000.- comme spécifié dans le cahier des charges.

Ce senseur est réservé à un usage de précision pour l'industrie et la recherche. Hors de ce cadre, le système est fragile et le risque de dommages irréversibles augmente grandement. Il est aussi important de ne pas appuyer sur la sonde avec par exemple le doigt, au risque de casser cette dernière et/ou de faire baisser la durée de vie du mécanisme.

¹logiciel utilisé: <https://www.hubs.com/fr/usinage-cnc/>

Le système peut encore être optimisé, notamment en taille en échangeant les moteurs et système vis-écrous par des actionneurs électromagnétiques. Le positionnement de la sonde doit aussi pouvoir être optimisé afin d'éviter des contraintes additionnelles lors de la mesure. Avec plus de temps, il serait aussi possible d'optimiser les dimensions des pièces pour un usinage plus facile et une réduction du prix total.

Après simulation sur Fusion360, la principale fréquence propre du corps d'épreuve est 44.94 Hz .

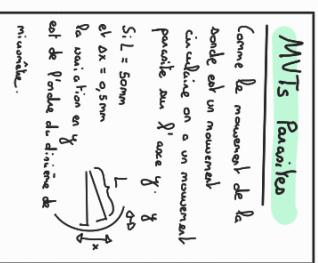
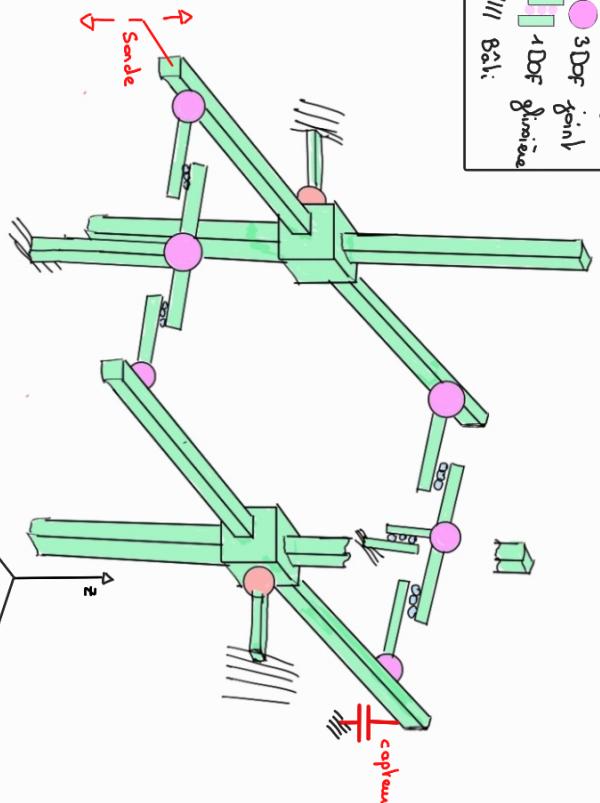
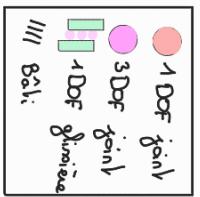
Le capteur est entièrement démontable, ce qui est utile pour remplacer ses pièces. Le ressort de dérigidification n°1 a un facteur de sécurité plus bas que le reste du mécanisme et est à priori plus sensible à la fatigue. Mais il n'est théoriquement pas soumis à de grandes amplitudes, le faisant durer plus longtemps. Aussi, notre mécanisme a été dimensionné pour résister au plus près à 10^6 cycles, de par les grands facteurs de sécurité employés.

7 Annexes

7.1 Planches du Rendu 1

Groupes Mécanisme 1

Ideal



① Définition

Fonctionne avec un principe vu en cours

Le basier précharge. Le point

se déplace verticallement

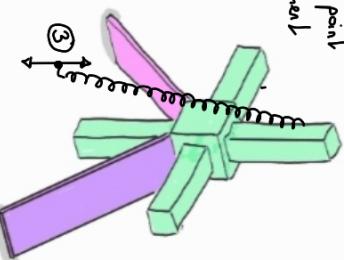
grâce à un mécanisme

de bras fixe

ou Ball. Mécanisme

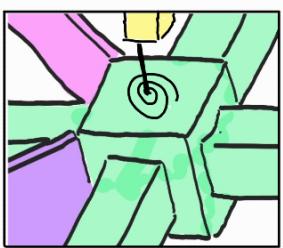
expliqué au chapitre

precedent.



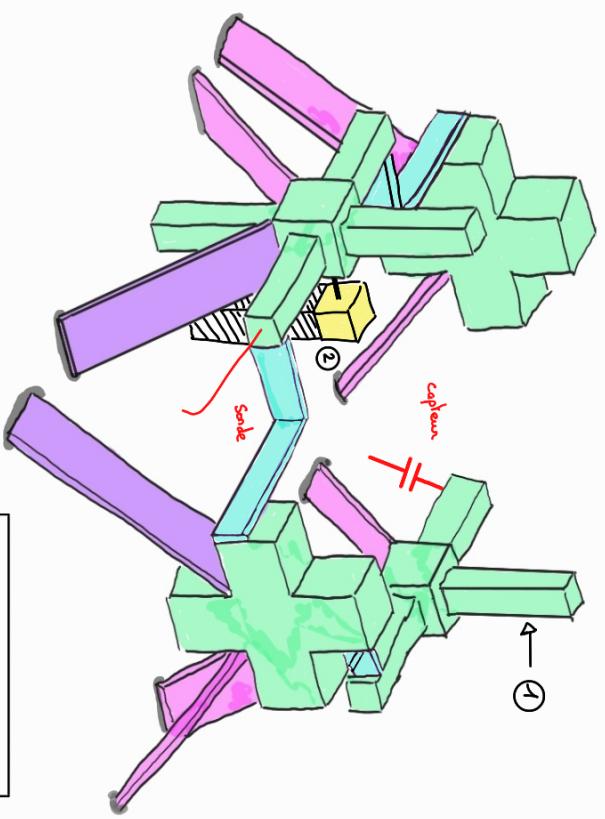
La mise à zéro
de fait à l'aide
d'un normal spinal
avec une constante
et très faible.

② Mise à zéro



Le mécanisme est
équilibré en force en
moment et en inertie

Equibrage

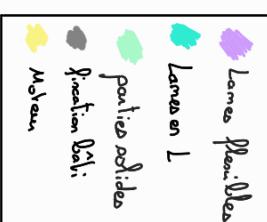


Inspiration

Boucle pour les
enfants.

n = 10 R = 13
 b = 4
 $D_i = 6 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 5 \cdot 1$
 $DOF = 1$
 $DOFl = 0$

Flexibile

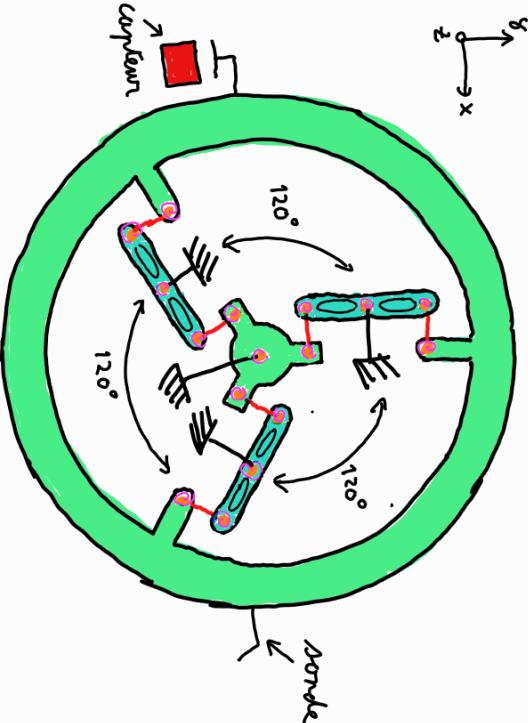


n = 10 R = 13
 b = 4
 $M = 25 - 24 = 1$
 $DOF = 1$
 $DOFl = 0$

Grubel

n = 5 R = 11
 b = 7
 $D_i = 39$
 $M = 35 - 42 = -3$
 $DOF = 1$
 $DOFl = 4$ (4 pivots)

Guidage idéal

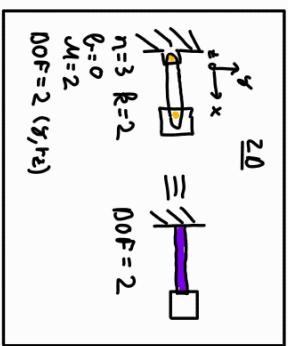


Élément

- : corps rigide sans masse
- : pivot (1DOF)
- : bielle
- : transmission de transmission
- C : pivot de liaison

Déngagement et réengagement du zéro

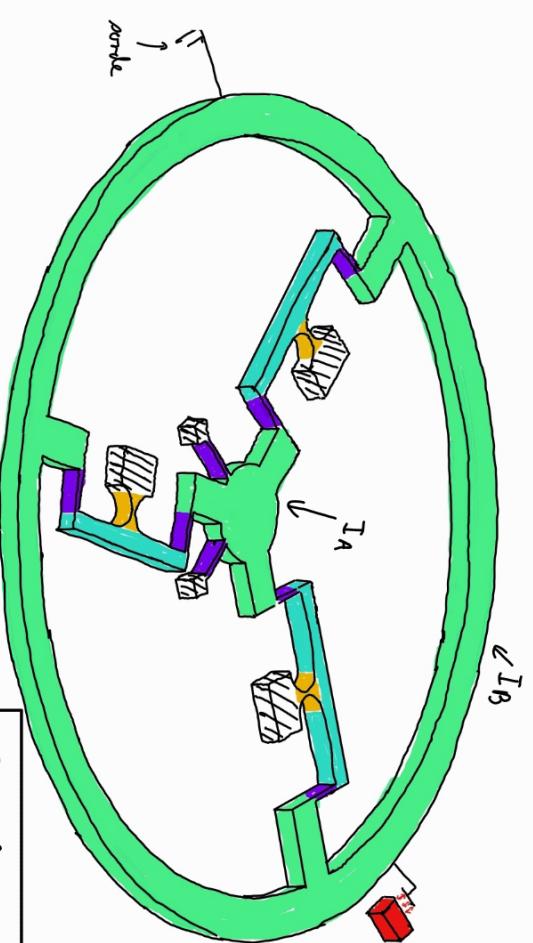
- a : recentrage initial
- m : recentrage de direction



Guidage 2D idéal

$n=12 \quad k=16 \quad b=5$
 $b=0 \quad DOF=1 \quad DOH=0$
 $M=k-n+1=1$

Guidage flexible



Élément

- : lame flexible
- : corps rigide sans masse
- : capteur
- : pivot flexible

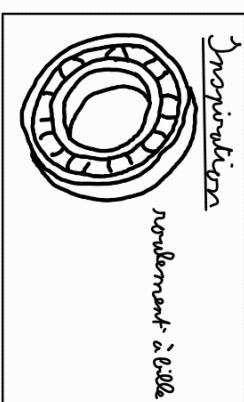
Guidage 2D flexible

Lame flexible

$d_1 = 8 \quad d_2 = 3 \quad d = 11$

$n = 6 \quad k = 11 \quad b = 6$

$M = d - 3k = 1 \quad DOF = 1 \quad DOH = 0$



Équilibrage

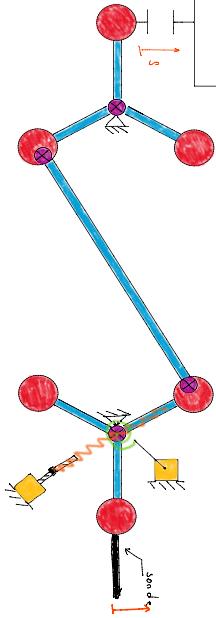
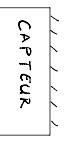
Si la masse des pièces turquoise et des lames est négligeable, et que la masse est correctement distribuée, le mécanisme est FMT.

Cette solution en guidages flexibles comporte beaucoup d'hypersouplesseurs hors plan, mais comme le mécanisme est usuel sur une seule pièce, ce n'est pas un problème. De plus, cela apporte beaucoup plus de rigidité hors plan.

Groupe 3: Idée n° 3

Kuanan CALCOEN - 340883

Réalisation en guidage idéal:

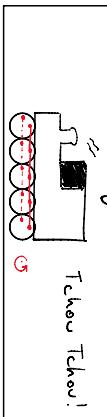


Légende:

- masse $\times 6$
- segment rigide $\times 7$
- pivot avec ressort spiral (1 DOF) $\times 4$
- moteur
- ⌚ ressort spiral pour réglage du zéro
- ⌚ ressort pour dérigidification

Exemple d'application en guidages flexibles

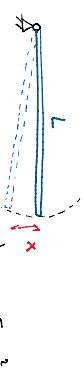
Inspiration :
Bielle d'alimentage de locomotive
Tchou Tchou!



Grubler (idéal):

$$\begin{aligned} k &= 4 \\ n &= 4 \\ b &= 4 \cdot n + 1 = 4 \\ M &= \sum_i d_i = 3 \cdot 3 \\ &= 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 \\ &= 4 - 3 = 1 \\ \text{DOF}_\text{ext} &= 1 \quad (\text{mouvement horizontal}) \\ \text{DOF}_\text{int} &= \text{DOF}_\text{ext} - M = 1 - 1 = 0 \end{aligned}$$

Mouvement parasite de la sonde :

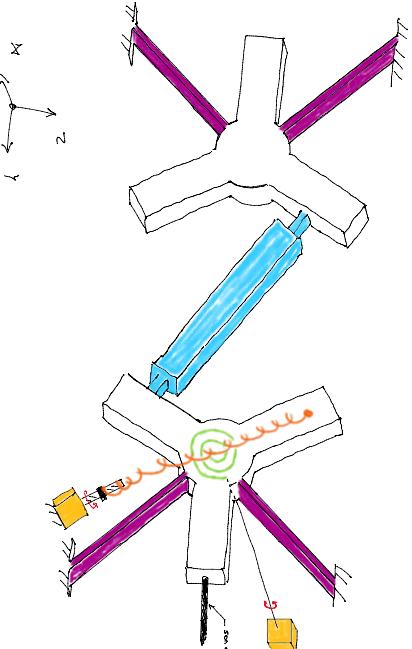


- Pour une distance pivot-sonde :
- Pour un déplacement selon O_x :

$$\begin{aligned} L &= 50 \text{ mm} \\ x &= 500 \mu\text{m} \\ \lambda_{eq} &\approx 0,5 \times^2/L \end{aligned}$$

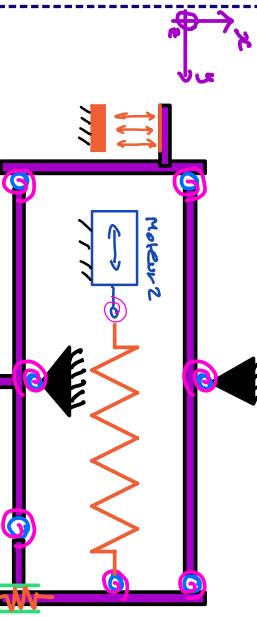
Légende :

- corps mobile rigide $\times 2$
- lame flexible (L_3) $\times 4$
- segment rigide à cols, à faible masse
- ⌚ ressort en spirale pour réglage du zéro
- ⌚ ressort de dérigidification
- moteur



Groupe no 3 Idée n°4 – "Double balancier planaire"

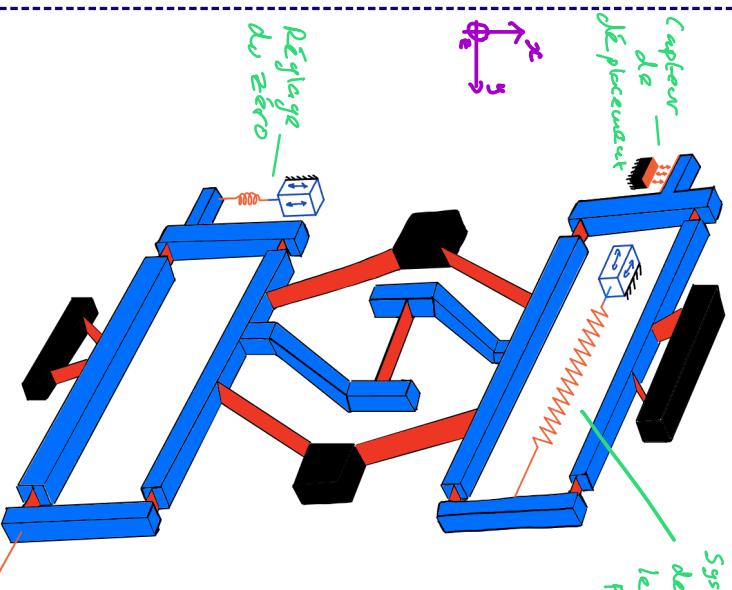
Représentation du mécanisme en guidages idéaux:



Légende :

Moteur	
Pivot à DOF	
Capteur distancé	
Ressort linéaire-torsion	
Liaison glissière	
Loches	
Sonde de mesure	
Corps mobile	
Corps fixes (liés au bâti)	

Conversion du mécanisme en guidages flexibles:



Inspiration:

Ce mécanisme est inspiré par la balance à plateaux. On y retrouve une cinématique relativement similaire.

dans ce cas 2-D.
On trouve $b = 8$

$$M = \sum d_i - 3 \cdot b = 26 - 25 = 1 \\ DOF = 1 \Rightarrow DOH = 2 - 2 = 0$$

Équilibrage:

Ce mécanisme est:
- Équilibré sur l'axe x et translation

- Équilibré sur l'axe z et rotation
- Fixe et donc équilibré sur les autres axes

Prototype construit:



Group 3 : Planche n°5

Victor

Paul-Dubois-Taine

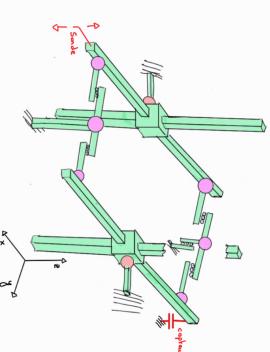
Nous avons beaucoup hésité entre la idée 2 et 3

Critère et coefficient	Usinabilité (1)	Simplicité (1)	Qualité de l'équilibrage (2)	Mouvement parasite (1)	Complexité mise en place (1)	Total
Idee n°1	1	1	5	3	2	17
Idee n°2	4	2	4	3	4	21
Idee n°3	4	5	3	4	3	22
Idee n°4	4	4	2	4	3	19
Idee n°5	4	3	4	4	3	20

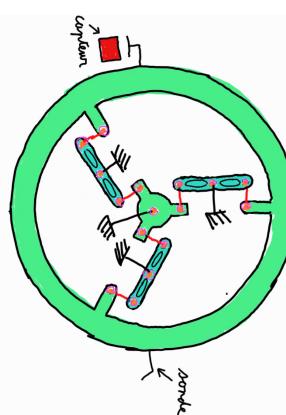
Au vu de sa simplicité, et de par le fait qu'elle répond parfaitement au cahier des charges,
nous avons choisi l'idée n°3. Nous attendons vos retours sur cette décision.

Idee n°1	Idee n°2	Idee n°3	Idee n°4	Idee n°5
1	1	1	5	3
2	2	2	4	3
3	3	3	4	4
4	4	4	4	3
5	5	5	3	4

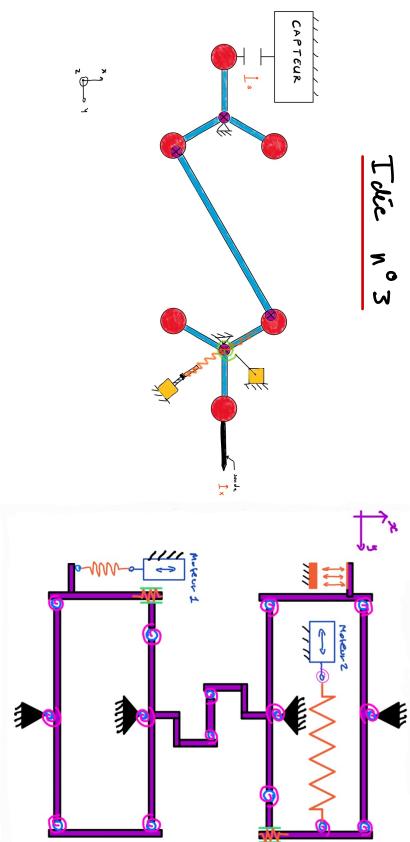
Idee n°1



Idee n°2

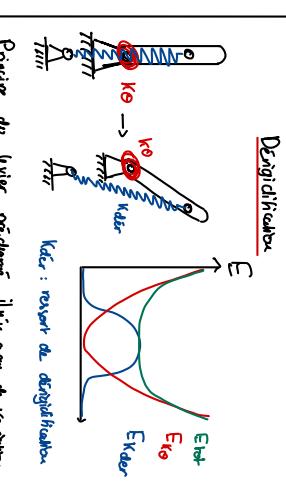
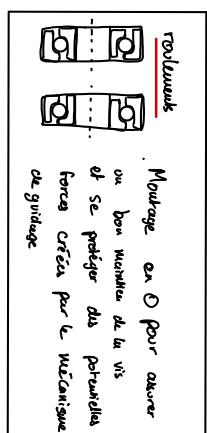
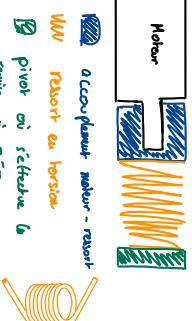


Idee n°3

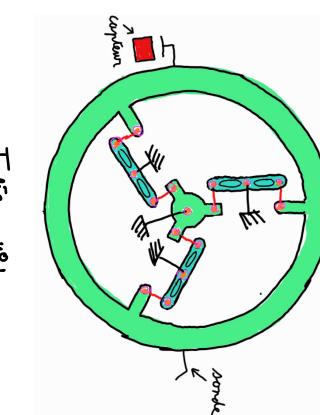


Réglage du Zéro
Opération 1 Utilisé dans l'idée 4)
Utilisation d'un ressort pour compenser la force parasite et ramener le soule à sa position normale.

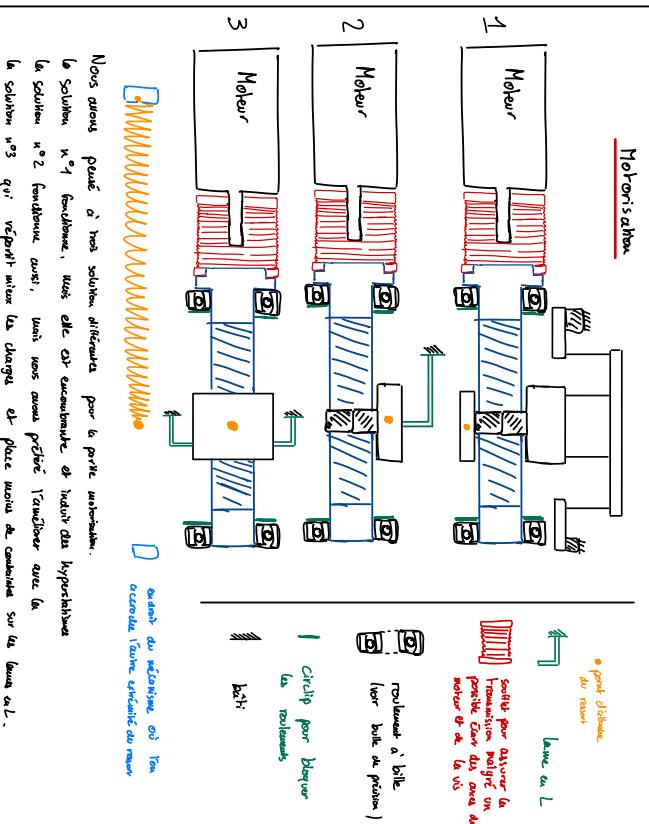
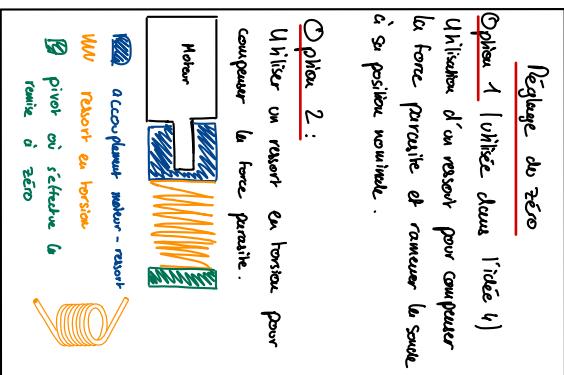
Opération 2 :
Utiliser un ressort en torsion pour compenser la force parasite.



Idee n°4



Idee n°5



Accouplements	+	Inconvénients	-
idée n°2	- Grande plage de mouvement	- Complexité à dimensionner	- Encombrement
idée n°3	- Très grande simplicité	- Mouvement uniquement local	- Peu originale

7.2 Dessin de construction de l'ensemble du capteur de force

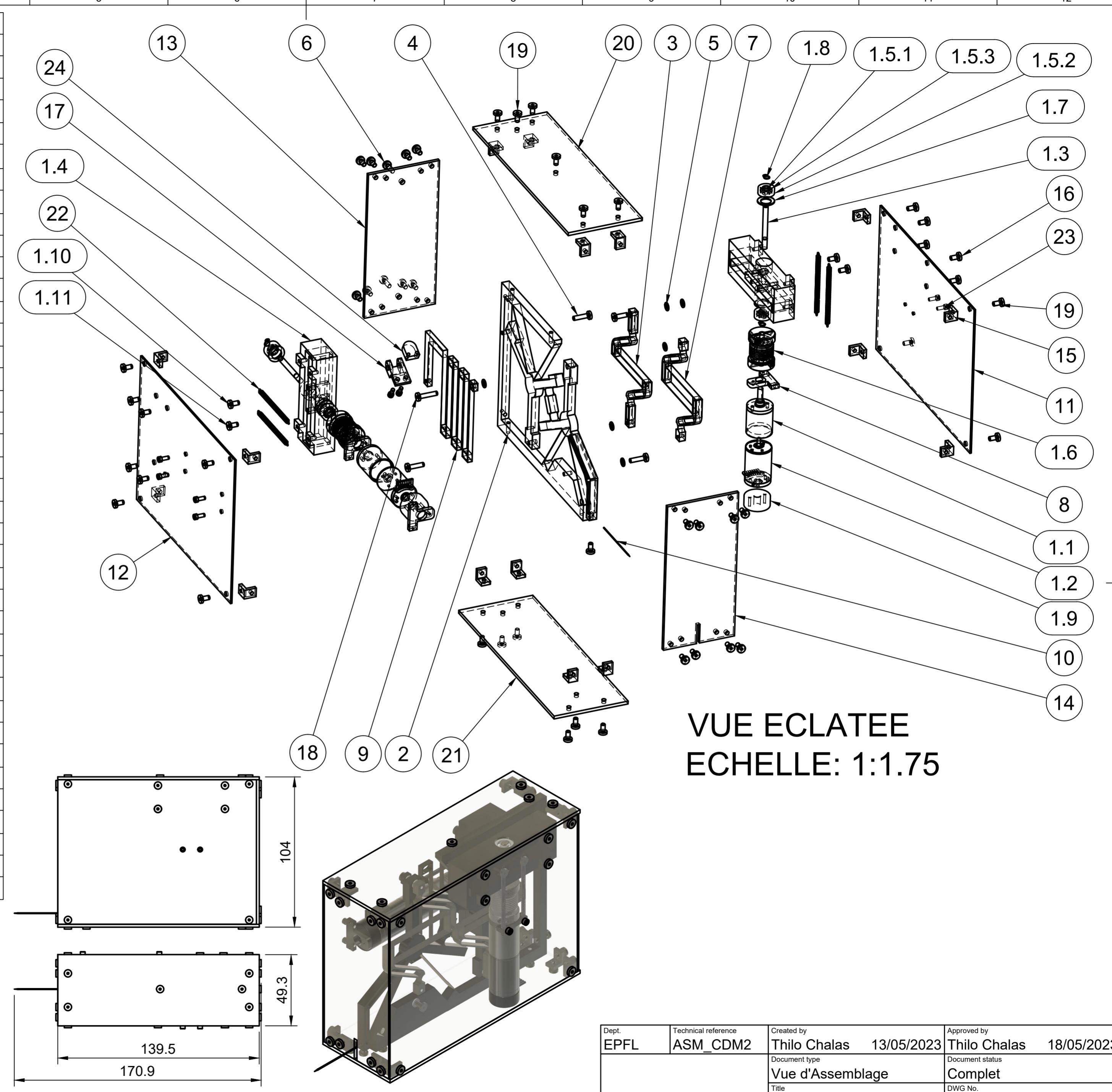
7.3 Dessin de détail de la vis

1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12

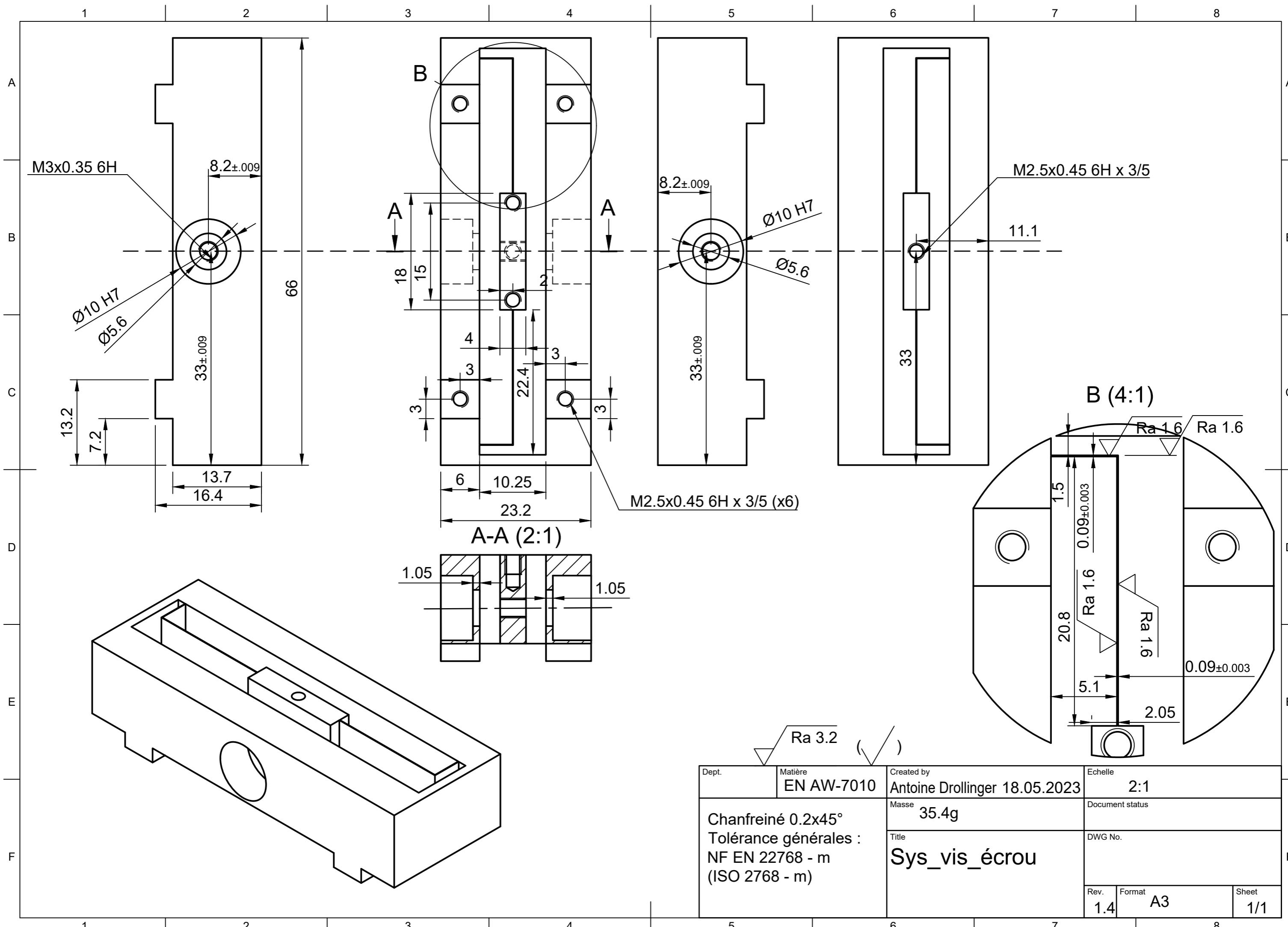
Parts List		
Item	Qty	Part Number
1	2	Assemblage_moteur_dérigidification
1.1	1	Reducleur1
1.2	1	Moteur1
1.3	1	Tiged_filté_dérigidification
1.4	1	Écrou_lame_déri
1.5	2	SKF_623
1.5.1	1	1_PART_SKF_623_ir_in_ASM_SKF_623
1.5.2	1	2_PART_SKF_623_or_in_ASM_SKF_623
1.5.3	7	3_PART_SKF_623_ball1_in_ASM_SKF_623
1.6	1	BKXK_1622_03_03
1.7	2	SSRBW6
1.8	2	STWN3
1.9	1	Encodeur
1.10	1	SSH-M2.5-5
1.11	1	SSH-M2.5-5
2	1	Projet_CDM_Guidage_Flex_V2
3	1	Ressort_4_Lames
4	3	SSH-M2.5-10
5	6	PWF2_5
6	3	SSH-M2.5-8-EL
7	1	Ressort_6_Lames_V2
8	3	Suppport_moteur
9	1	Ressort_Zero
10	1	Sonde
11	1	Boitier_plaque_avant
12	1	Boitier_plaque_arriere
13	1	Panneau_coté_non_sode
14	1	Panneau_coté_onde
15	16	Equerre
16	34	SSH-M2.5-5
17	1	Support_capteur
18	1	SSH-M2.5-12-EL
19	15	SSH-M2.5-5
20	1	Plaque_dessus
21	1	Panneau_sol
22	4	Sodemann E00940141000M
23	8	CSHSM-STN-M2-5_203
24	1	Capteur

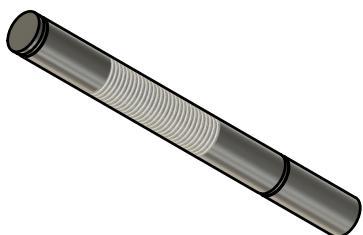
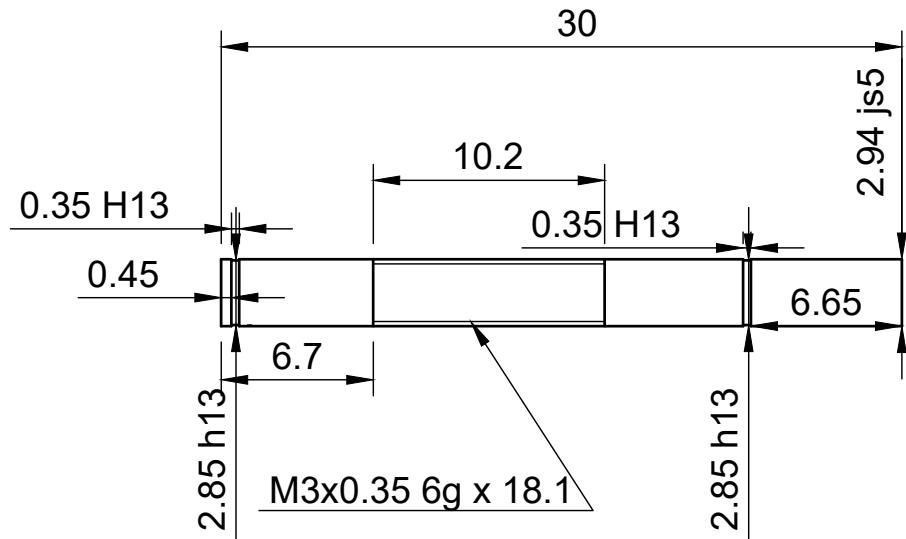
NOTES RELATIVES A L'ASSEMBLAGE

- Les coins des plaques formant le boitier sont tous reliés avec les équerres (15) et des vis M2.5x5mm (16).
- Les assemblages moteurs sont identiques.
- Les ressorts dans les assemblages moteurs sont préchargés et reliés d'une part au trou dans le support moteur (8) et d'autre part à une vis M2.5x5mm.
- Le ressort de dérigidification fixe (7) est monté avec précharge (d'où le décalage du bas).



Dept. EPFL	Technical reference ASM_CDM2	Created by Thilo Chalas 13/05/2023	Approved by Thilo Chalas 18/05/2023
Document type Vue d'Assemblage	Document status Complet		
Title Projet_CDM_Assemblage	DWG No. 1		
Rev. 3 Date of issue 18/05/2023	Sheet 1/1		





Dept.	Matière	Created by	Echelle
	Titane 6Al-4V	Antoine Drollinger 18.05.2023	2:1
Chanfreiné 0.2x45°	Masse	Document status	
Tolérance générales : NF EN 22768 - m (ISO 2768 - m)	0.91g		DWG No.
	Title		
	Tige_filtée		
		Rev.	Format
		1.3	A4
			Sheet
			1/1

Ra 3.2