

PROJET DE CONCEPTION DE MECANIQUES II

DYNABAL



Groupe 36

Morand Nathann 296190

Ramirez Felipe 331471

Tankwa Baptiste 346039

Torres Tristan 341042

Table des matières

1	Introduction	3
2	Principe de fonctionnement	4
2.1	Explication du principe de fonctionnement.....	4
2.1.1	Architecture générale du capteur.....	4
2.1.2	Principe de compensation de rigidité	5
2.1.3	Principe de l'équilibrage (Analyse qualitative uniquement, sans calculs)	6
2.1.4	Principe de réglage du zéro.....	6
2.1.5	Principe du système vis-écrou (anti-rotation, rattrapage des jeux, guidage vis, accouplement)	7
2.2	Schéma cinématique du corps d'épreuve représenté avec des articulations idéales.....	9
2.3	Calcul de la mobilité du corps d'épreuve (Grübler) et discussion des hyperstatismes	9
2.4	Implémentation de la cinématique du corps d'épreuve en guidages flexibles	9
2.5	Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission ($i \approx \text{constante}$).	10
2.6	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	10
3	Dimensionnement du mécanisme	12
4	Discussion.....	23
4.1	Expliquer la séquence de réglage retenue pour obtenir la meilleure gamme dynamique (rigidité, zéro, fréquence, calibration avec capteur ou tare externes etc.). ET Lister les non-conformités avec le cahier des charges et discuter leur impact.	23
4.2	Discuter les effets des tolérances de fabrication (typiquement $\pm 3 \mu\text{m}$ pour l'usinage par électroérosion à fil) sur la performance du capteur	25
5	Construction.....	25
5.1	Argumenter les choix faits pour la construction.....	25
5.2	Argumenter les choix des matériaux	25
6	Conclusion.....	25
7	Annexes.....	26
7.1	Dessin de construction de l'ensemble du capteur de force	26
7.2	Dessin de détail de la vis.....	Erreur ! Signet non défini.

1 Introduction

Le projet DYNABAL est né de la problématique d'Imina Technologies, souhaitant un capteur de force à rigidité réglable pour ses robots de haute précision, utilisés notamment dans l'industrie des semi-conducteurs.

Dans le cadre du projet DYNABAL, nous avons réalisé un mécanisme que nous avons nommé la Roue. La Roue est un capteur de force équilibré dynamiquement, avec une rigidité variable. Ce rapport détaille son principe de fonctionnement, son dimensionnement, une discussion autour de sa cohérence avec le cahier des charges et des étapes de sa construction.

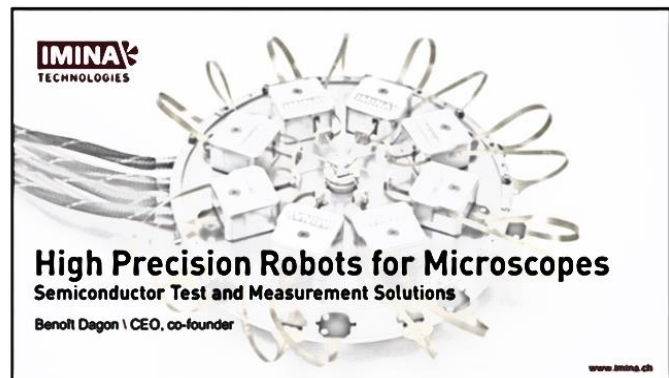
22 Février 2023



6 avril 2023



19 mai 2023



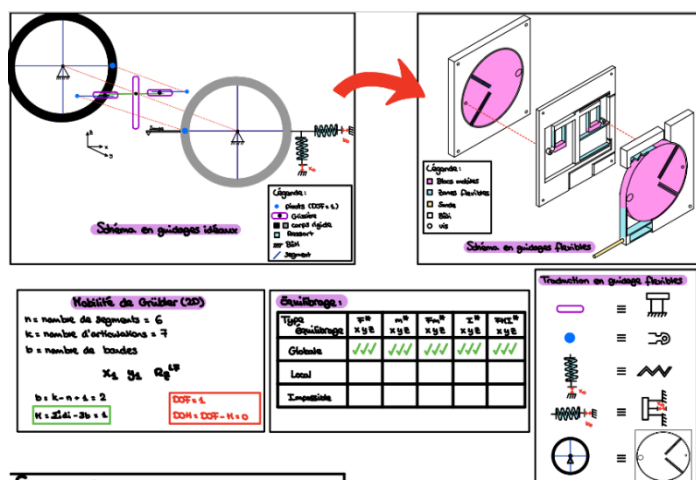
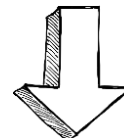
CAPTEUR DE FORCE À RIGIDITÉ RÉGLABLE

POURQUOI ?

- Détecter et maintenir le contact entre la sonde et l'échantillon afin de :
 - Faciliter le positionnement (ex. qualité d'image)
 - Compenser des dérives (ex. thermique)
- Assurer un contact répétable pour fiabiliser les mesures.
- Réduire les risques d'endommager l'échantillon et/ou la sonde.

DEFIS

- Haute sensibilité au contact car forces très petites à mesurer
- et
- Haute rigidité lors des déplacements afin que les sondes n'oscille pas.
- Compatibilité avec des porte outils et des sondes variées.
- Robuste à la manipulation par un opérateur.



Solution 3 : La Roue, Felipe Rosales, Groupe 36

1.1 : Développement schématique du projet

2 Principe de fonctionnement

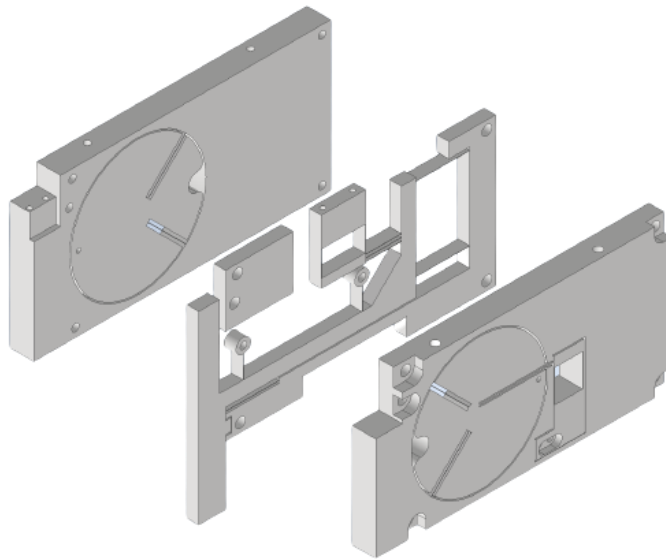
2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Architecture générale du capteur

Numéro	Contrainte	Valeurs à atteindre
1	Utilisation du Capteur de position capacitif Micro-Epsilon CSH05FL	Néant
2	Sonde de mesure à monter sur le bloc mobile du corps d'épreuve	Néant
3	Utilisation des moteurs avec Réducteur planétaire pour les réglages	Néant
4	Ensemble Vis-Écrou pour la conversion des mouvements des moteurs	Néant
5	Roulements à choisir dans le catalogue SKF	Néant
6	Accouplements et vis à trouver dans le commerce	Néant
7	Aucun autre composant commercial	Néant
8	Le capteur doit s'inscrire dans un parallélépipède	150x100x50
9	L'axe de la sonde au repos est parallèle à l'axe y les forces à mesurer sont sur l'axe x	Néant
10	Dégagement de la sonde	28mm ($h < 10\text{mm}$)
11	Capteur insensible à l'orientation de la gravité	Néant
12	Capteur insensible aux accélérations en translation dans toutes les directions	Néant
13	Capteur insensible aux accélérations en rotation dans toutes les directions	Néant
14	(Equilibrage inertiel : insensibilité du capteur aux vitesses angulaires de son référentiel)	Néant (Optionnel)
15	Plage de mesure (Force maximale)	$> 50\text{mN}$
16	Résolution de mesure	$< 500\text{nN}$
17	Correction du zéro	$\pm 1\text{mN}$
18	Corps d'épreuve réalisé dans un matériau conducteur	Néant
19	Corps d'épreuve réalisé dans un matériau amagnétique	Néant
20	(Le système doit supporter des forces parasites sur d'autres directions que x)	$\pm 2\text{N}$ (Optionnel)
21	(Nombre de cycles indicatif)	1000 cycles/jour 10 ans
22	(Prix de fabrication indicatif pour petites séries -100 par année-)	8000.- CHF
23	(Température de fonctionnement)	20/30°C

Tableau 2.1: Cahier des charges

Après avoir pris en compte le contenu du cahier des charges, nous avons passé les premières semaines du projet à chercher des idées qui seraient susceptibles de pouvoir respecter l'ensemble des contraintes du cahier des charges. La solution qui est présentée dans la suite du rapport est celle qui nous a semblé à la fois la plus optimale pour le dimensionnement et les performances, mais également pour son élégance. Afin d'optimiser l'espace utilisé, nous avons décomposé le mécanisme en trois couches [voir image qui suit] :

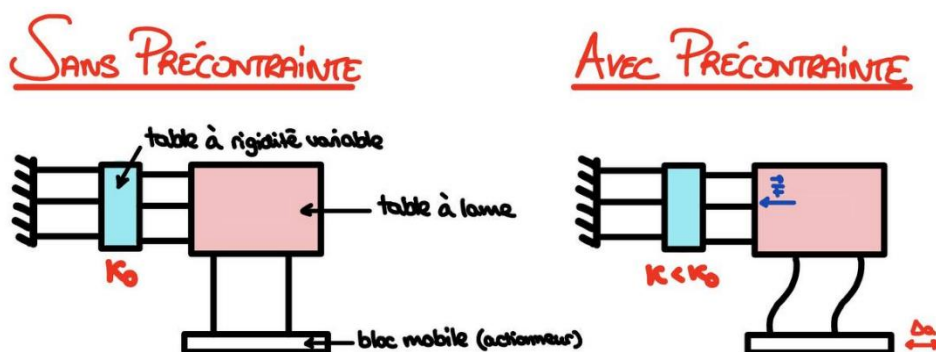


2.1: Vue éclatée de l'ensemble du système

Les deux couches extérieures sont deux roues de masse égale fixée au bâti qui servent de contre poids et qui sont reliées par un système d'inversion de rotation, constituant la troisième couche. Le système d'inversion de rotation est nécessaire pour que le mécanisme soit équilibré. En effet, lors d'un mouvement de rotation d'une roue dans un sens, notre système impose le mouvement opposé sur l'autre roue dans le but de rendre le mécanisme insensible aux moments et accélérations extérieurs. La fonction de compensation de rigidité est réalisée par une table à lame préchargée qui se trouve sur la couche centrale. La fonction de réglage de zéro est effectuée par une table à lame qui agit comme un ressort tangent à une des deux roues. Comme indiqué précédemment, ceci permet de compenser les forces parasites induites par la différence de masses entre les diverses sondes avec une force supplémentaire. La sonde est directement liée à la table à lames à rigidité variable pour obtenir une course linéaire verticale et aucun mouvement parasite dans les autres directions.

2.1.2 Principe de compensation de rigidité

Le principe de compensation de rigidité consiste en une table à lames qui va précontraindre la table principale (dite à rigidité variable) comme montré ci-dessous.



2.2: Schéma du système de réglage de la rigidité

Ce système a l'avantage de n'induire aucune rigidité parasite supplémentaire.

2.1.3 Principe de l'équilibrage (Analyse qualitative uniquement, sans calculs)

Type d'équilibrage	F*			M*			FM*			I*			FMI*		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
Local	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Global															
Impossible															

Tableau 2.2: Description de l'équilibrage du système

Légende :

F* : Equilibrage en force

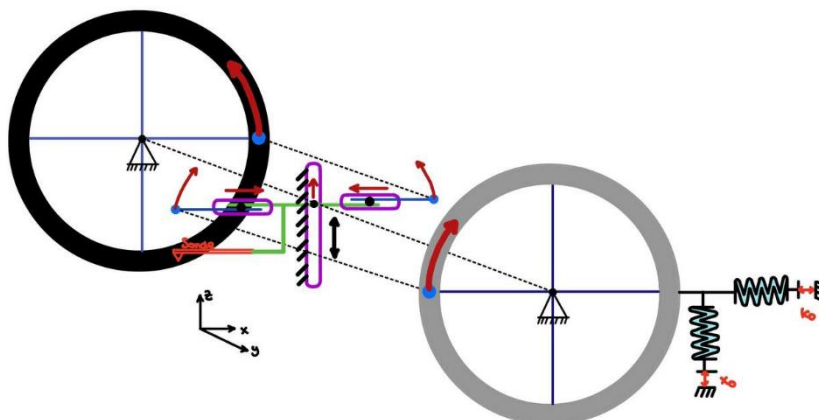
M* : Equilibrage en moments

FM* : Equilibrage dynamique

I* : Invariance inertielle

FMI* : Equilibrage inertielle

Le mécanisme est équilibré en force, car le centre de masse des deux roues de masses égales est fixe. Au sujet des moments, le système d'inversion de rotation permet que le système soit équilibré dynamiquement. En effet, si on applique un moment sur une des roues, l'autre subit un moment opposé.



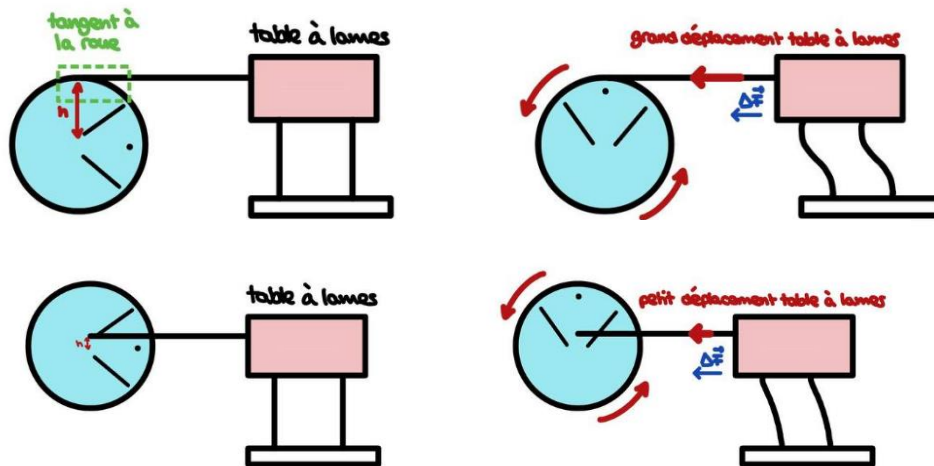
2.3: Schéma du système et de son équilibrage

Remarque : Le tenseur d'inertie restant constant, le mécanisme est donc FMI* grâce aux propriétés des roues.

Nous avons également augmenté considérablement la masse des couches externes, pour que la masse du système d'inversion de rotation soit négligeable et que notre mécanisme reste au mieux équilibré dynamiquement. Nous avons retiré stratégiquement une partie de la masse de la roue afin de compenser la masse de la table à lame et de la sonde afin d'assurer l'équilibrage. Ce point sera développé en annexe.

2.1.4 Principe de réglage du zéro

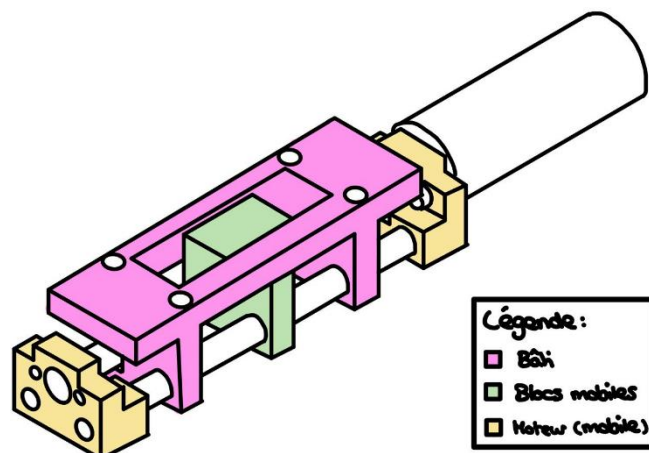
Le principe du réglage du zéro est mis en place par un ressort placé tangentiellement à une des deux roues.



2.4: Schéma du principe de réglage du zéro

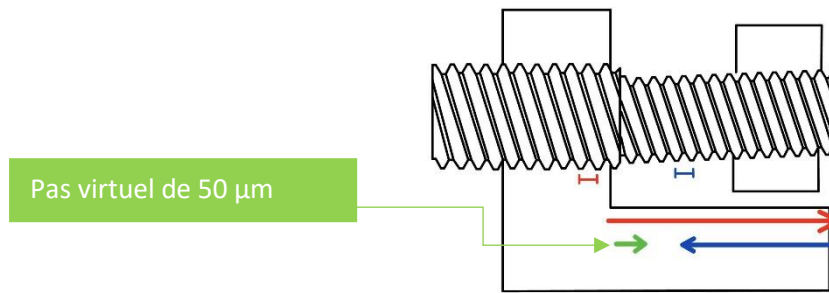
Dans le but de réduire l'impact du système du réglage du zéro sur la rigidité du système, nous avons décalé le point d'application d'une hauteur h par rapport à l'axe de rotation du système. Cela permet une réduction du mouvement de la table lors du mouvement de la sonde. En contrepartie la table doit appliquer une force plus importante, cependant cela ne pose pas de gros problèmes au niveau du dimensionnement.

2.1.5 Principe du système vis-écrou (anti-rotation, rattrapage des jeux, guidage vis, accouplement)



2.5: Schéma de l'actionneur

L'actionneur linéaire fonctionne sur la base d'un système vis-écrou. Cependant au lieu d'utiliser une vis à pas fin, nous avons utilisé le principe de vis différentielle. En effet, nous avons utilisé deux vis à pas normaux M2.5 et M3, afin d'avoir une plus grande résolution. Nous les avons configuré comme ci-dessous, pour obtenir un pas virtuel de $50\text{ }\mu\text{m}$ (7 x meilleur qu'avec des vis à pas fins ($350\text{ }\mu\text{m}$ au mieux)) :



2.6: Schéma du principe de vis différentielle

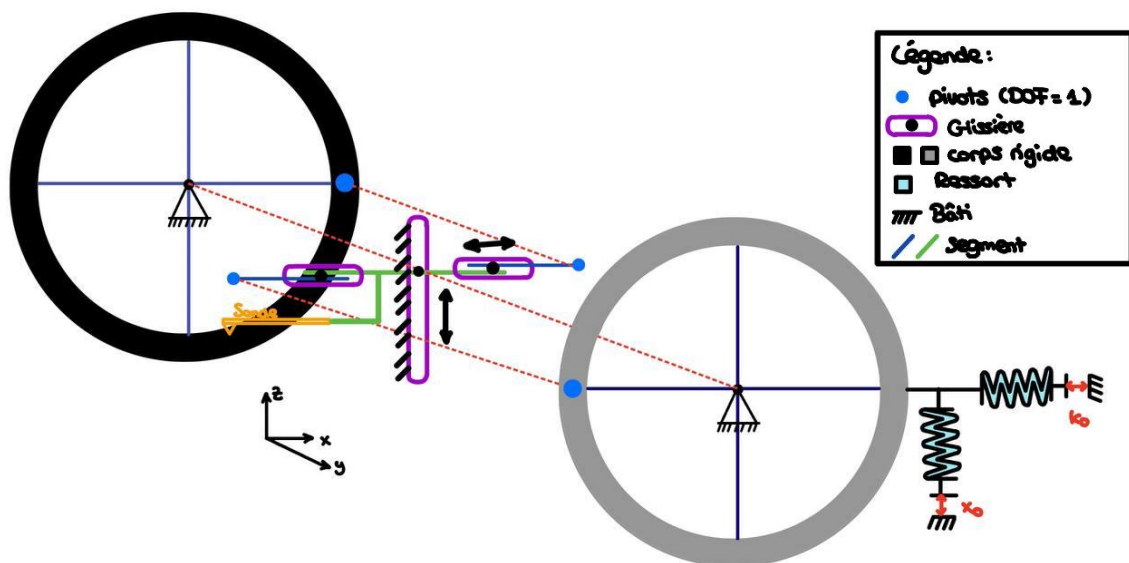
Cet actionneur offre une précision $0.22 \mu\text{m}$ et une course de 1 mm. Un des désavantages de ce type de système est son encombrement. En effet, notre actionneur est assez long et il occupe un volume de $20 \times 20 \times 130 \text{ mm}$. Outre la précision supérieure, l'avantage d'un tel système réside dans l'absence de roulements à billes. Les efforts sont entièrement concentrés sur les deux écrous. Le seul effort que doit éventuellement reprendre le moteur est son propre poids ainsi que son support qui rentre largement dans les contraintes admissibles de celui-ci.

Afin d'assurer le couplage entre l'axe et le moteur, nous avons utilisé un cardan flexible pour pallier les éventuelles erreurs d'ajustements.

Finalement, pour le rattrapage des jeux, nous avons précontraint la table à lame de réglage de la rigidité. Cela permet d'assurer que la force subie par les écrous soit toujours dans la même direction, réglant ainsi le problème du jeu tout en augmentant la résolution du système dans la plage utile de réglage.

En ce qui concerne le réglage du zéro, nous avons préféré ajouter un ressort de précontrainte entre les 2 écrous, le réglage du zéro prenant à la fois des valeurs positives et négatives pour la position relative, il était plus complexe de précontraindre la table à lame.

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



2.7: Schéma cinématique du mécanisme

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

Pour le calcul des mobilités de Grübler en 2D, notre mécanisme possède 6 segments, 7 articulations. Par calcul, nous trouvons qu'il possède deux boucles. Pour nos degrés de liberté :

$$x_1 \quad y_1 \quad R_z^{LF}$$

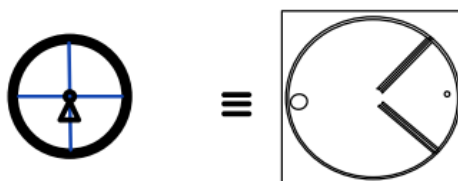
Il peut seulement effectuer une rotation en z dans le plan, les translations selon x et y sont bloquées par le pivot relié au bâti. Le degré de mobilité étant de 1 et égal au degré de liberté. Notre mécanisme ne possède pas d'hyperstatismes.

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



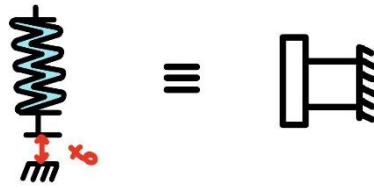
2.8: Schéma de la traduction des glissières

Étant donné que nous utilisons notre système sur de très petites courses, nous avons traduit les glissières par des tables à lames. Les mouvements parasites sont négligeables dans ce cas.



2.9: Schéma de la traduction des roues

Les deux roues ont été traduites par des pivots munis de deux lames (Pivots RCC). Cette traduction nous convient car elle possède un seul degré de liberté local (R_z). Les deux lames contraignent la roue à seulement tourner sur des très petites courses.



2.10: Schéma de la traduction de la fonction du réglage du zéro

La fonction de réglage du zéro est réalisée par une table à lames, qui agit comme un ressort ajoutant une force sur la sonde.



2.11: Schéma de la traduction de la fonction de compensation de rigidité

La fonction de compensation de rigidité est représentée par une table à lames, qui peut être comprimée.

2.5 Discussion qualitative de la linéarité du rapport de transmission ($i \approx \text{constante}$).

Le rapport de transmission du mécanisme est constant, nous n'amplifions pas le mouvement.

En conséquence notre rapport de transmission est constant $i = 1$.

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

Nous avons retenu cette solution, car par son implémentation et son originalité font d'elle la solution la plus élégante des trois que nous avons proposées lors du rendu intermédiaire.

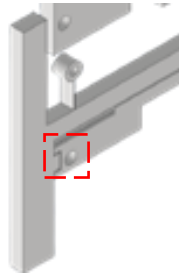
Premièrement, notre mécanisme est SFMI*. Il est équilibré en inertie. (Voir le 2.1.3) Les deux roues implémentées en pivot RCC sont équilibrées dynamiquement grâce au système d'inversion de rotation, mais aussi d'un point de vue inertiel.

Deuxièmement, nous utilisons le principe de vis différentielle pour notre actionneur. En utilisant deux vis à pas normal en configuration différentielle, nous obtenons une résolution 7x meilleur qu'avec des vis à pas fin. (Voir le 2.1.5).

Troisièmement, nous avons précontraint le système de compensation de rigidité pour obtenir une meilleure résolution sur la plage utile et donc améliorer la résolution maximale.

Quatrièmement, nous avons fait un système multicouche pour pouvoir maximiser la masse des roues, ainsi être moins sensible aux variations de masses due aux tolérances. Un système multicouche permet également d'avoir le système d'inversion de rotation et de compensation de rigidité sur une couche aussi fine que possible pour en limiter la rigidité afin de maximiser la résolution.

Cinquièmement, nous avons rajouté un système de protection du mécanisme, qui permet lorsqu'une trop grande force est appliquée d'empêcher la transmission de cette force aux autres parties du mécanisme.



2.12: Schéma du système de protection du mécanisme

3 Dimensionnement du mécanisme

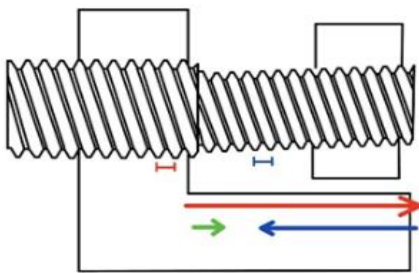
Introduction

D'après le cahier des charges, nos objectifs lors de cette partie traitant du dimensionnement du mécanisme du projet DYNABAL sont les suivants :

- $F_{MAX} \geq 50 \text{ mN}$, la grandeur F_{MAX} nous permet de définir la plage de mesure du capteur.
- $R_F \leq 500 \text{ mN}$, la grandeur R_F correspond à notre résolution de mesure, il s'agit du principal facteur d'optimisation.
- Pour la correction du zéro, le système doit permettre de compenser des forces dans l'intervalle $-1 \text{ mN} \leq F_{\text{parasite}} \leq 1 \text{ mN}$, ce système permet donc de faire la tare. Il a été expliqué dans le paragraphe 2.1.4.

Cette partie explicite donc les diverses étapes et calculs démontrant que notre système convient aux besoins énoncés précédemment.

3.1 Réglage de la rigidité



3.1 Schéma du principe de vis différentielle

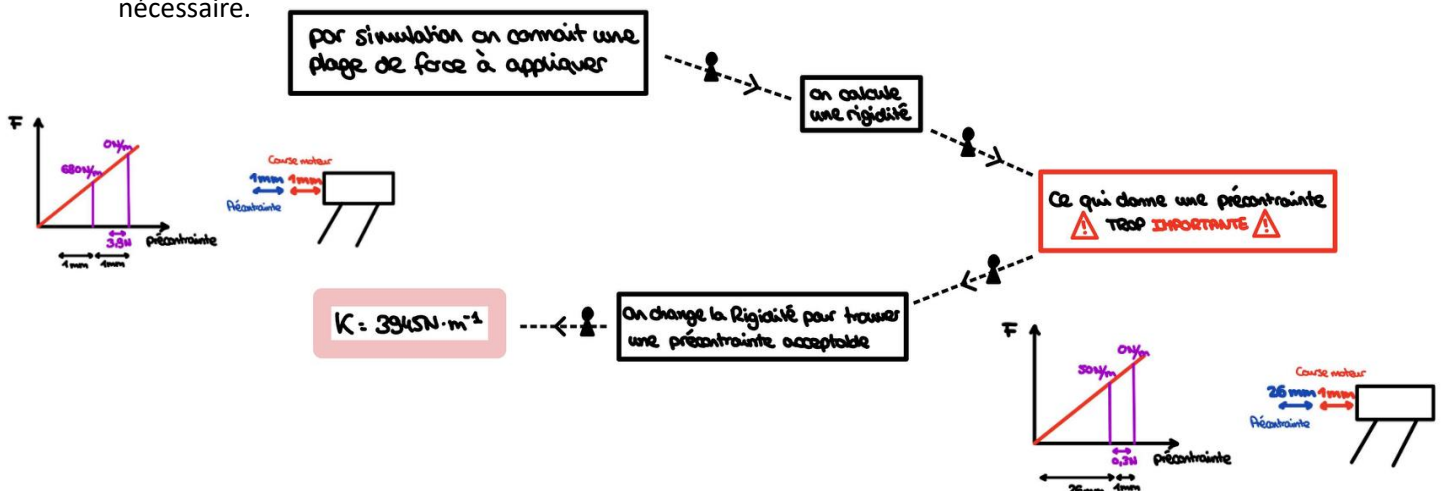
Le système vis-écrou, explicité en 2.1.5, permet d'obtenir les caractéristiques suivantes :

- $q_p = 0.05 \text{ mm/tour}$ (écart entre les pas)
- $d_p = M2.5 / M3$
- $R_{ap} = \frac{360}{p_m \cdot i_r} = \frac{360}{512 \cdot 29} \simeq 0.0242^\circ$ (mais limité par le backlash $\rightarrow 1.6^\circ$)
- $R_p = q_p R_{ap} \frac{1}{360} \simeq 3.3611 \text{ nm}$ (ou $0.22 \mu\text{m}$ avec le backlash)

Avant de pouvoir calculer la résolution des divers réglages, il faut tout d'abord définir les facteurs limitants. Ils sont les suivants : la résolution du capteur de position et le backlash du réducteur.

On trouve que le facteur limitant est le backlash du réducteur, puis nous calculons notre résolution angulaire R_{az} et la résolution de réglage de la rigidité R_p , cependant celle-ci n'a pas besoin d'être prise en compte après discussion avec le Prof. Henein. Notre facteur limitant est donc notre vis. (les deux calculs sont présentés)

Nous avons suivi le cheminement décrit dans la page qui suit pour en arriver à trouver la rigidité nécessaire.



3.2 Réglage du zéro

Nous utilisons le même actionneur pour le réglage du zéro et le réglage de la rigidité. On obtient donc les mêmes valeurs que précédemment.

- $q_z = 0.05 \text{ mm/tour}$ (écart entre les pas)
- $d_z = M2.5 / M3$
- $R_{az} = \frac{360}{p_m * i_r} = \frac{360}{512.29} \simeq 0.0242^\circ$ (mais limité par le backlash $\rightarrow 1.6^\circ$)
- $R_z = q_z R_{az} \frac{1}{360} \simeq 3.3611 \text{ nm}$ (ou $0.22\mu\text{m}$ avec le backlash)

Nous avons effectué une simulation des paramètres de la table pour obtenir une rigidité totale de 16 N/m (2 N/m pour avoir les $\pm 1\text{mN}$ demandé par le cahier des charges qu'il faut multiplier par 8 à cause de l'arrangement de la table à lames). Cependant la longueur nécessaire n'aurait pas respecté le cahier des charges. Nous avons donc réalisé une table avec la plus grande hauteur possible : 20 mm de long, 8mm de largeur et $100 \mu\text{m}$ d'épaisseur. Nous avons obtenu une rigidité de 220 N/m. Soit une plage de réglage située entre -13.75mN et 13.75 mN avec une résolution de 184.8 nN . ($R_{Fz} = 184.8 \text{ nN}$)

3.3 Débattement des articulations

Pour le calcul des débattements des articulations, nous avons commencé par établir les articulations susceptibles de poser des problèmes, en analysant notre système nous remarquons que le pivot RCC est le point critique du système au niveau des débattements. Nous allons donc nous assurer que ceux-ci ne posent aucun problème.

Premièrement, il est nécessaire de vérifier la plage de mouvement du pivot RCC, en faisant un calcul simple nous obtenons la différence de distance entre les deux points d'ancrage :

$$\Delta x = \frac{r_{roue}}{r_{p_app}} * x_{max} = \frac{23\text{mm}}{20\text{mm}} * 0.5\text{mm} = 0,575\text{mm}$$

L'espace que le système a pour tourner étant de $0,95\text{mm}$ celui-ci est donc largement suffisant pour éviter une quelconque collision sur la plage de mesure du système.

Nous devons également vérifier que les mouvements parasites des pivots RCC n'induisent pas de collision, nous utilisons la formule :

$$|PP'| = \frac{(9\delta^2 + 9\delta + 1)\theta^2 l}{15\cos(\frac{x}{r})} = 3.2\mu\text{m} \quad \delta = \frac{p}{l}$$

(Voir figure 3.2)

L'espace libre étant de $500\mu\text{m}$ celui-ci est également largement suffisant.

Les débattements des articulations critiques ne causent donc aucun problème dans notre mécanisme.

3.4 Contraintes maximales dans le domaine autorisé

Pour l'ensemble de ces calculs, nous nous sommes basés sur les courses maximales admissibles (qui sont directement dépendantes des contraintes maximales admissibles par le système), pour les formules, nous nous sommes basés sur celles qui sont trouvables dans *Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision*, la thèse du Prof.Henein.

Nous avons donc choisi comme matériel l'alliage Ti-6Al-4V (caractéristiques en fin de rapport), qui a donc une contrainte maximale admissible de $\sigma_{\text{yield}} = 880\text{MPa}$. Nous avons également choisi un facteur de sécurité $S = 1.5$ pour tous nos calculs afin d'être certains que notre mécanisme résistera aux contraintes auxquelles il sera soumis ainsi qu'à des contraintes supplémentaires inconnues.

Nous avons donc $\sigma_{\text{adm}} \simeq 586.5\text{MPa}$, c'est cette valeur que nous avons utilisée dans les calculs qui suivent.

3.4.1.1 Réglage du zéro

Pour le réglage du zéro, nous utilisons une table à lame classique, d'après le document mentionné précédemment. Ici $h = 0.1\text{ mm}$, $l = 20\text{ mm}$.

$$f_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}} l^2}{3Eh} = 7.1 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$f_{\text{real}} = 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

Nous pouvons vérifier que la course du réglage du zéro est supérieure à la course admissible par celui-ci (et donc que la contrainte qu'il subit lors de sa plage de mouvement est inférieure à la contrainte maximale autorisée) avec le facteur de sécurité défini précédemment.

3.4.1.2 Réglage de la rigidité

Il s'agit également d'une table à lame nous réutilisons donc la formule précédente avec les valeurs suivantes : $h = 0.2\text{mm}$, $l = 12.125\text{mm}$.

$$f_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}} l^2}{3Eh} = 1.3 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

$$f_{\text{real}} = 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}]$$

La course est dans les limites tolérables avec le facteur de sécurité, néanmoins la marge entre la course admise et la course réelle est faible, nous pouvons donc nous poser des questions sur la résistance à la fatigue de ce mécanisme.

3.4.1.3 Tables à 3 lames comprimées

Les deux tables sont similaires mais avec des dimensions différentes, nous avons choisi le pire des cas, d'après *Conception des structures articulées à guidages flexibles de haute précision*, de Simon Henein, nous avons :

$$f_{\text{real}} = 0.5 \cdot 10^{-3}$$

$$f_{\text{adm}} = \frac{hl^2\pi^2(-N + bh\sigma_{\text{adm}})}{3bEh^3\pi^2 + 3l^2N(\pi^2 - 12)}$$

Pour la force où les lames ont la plus faible course admissible, on obtient donc :

$$f_{\text{adm}} = 3.4 \cdot 10^{-3}$$

Nous pouvons donc voir que la course est inférieure à la course maximale admise dans le cas où l'on ne compense pas la rigidité. Cependant, dans le cas où nous commençons à compenser la rigidité, nous pouvons considérer la formule valable à la limite du flambage donc avec $N = N_c$.

$$f_{\text{adm}} = \frac{l^2\sigma_{\text{adm}}}{E\pi h} - \frac{h\pi}{3} = 2.34 \cdot 10^{-3}$$

Même à la limite du flambage, le système résiste à la course nécessaire, ce calcul permet également de vérifier que nous ne dépassons pas la limite du flambage qui correspond à $N_c = 30.16N$.

3.4.1.4 Pivots RCC

La course maximale angulaire admissible pour un pivot RCC est donnée par la formule :

$$\alpha_{adm} = \frac{\sigma_{adm} l^2}{E(2hl + 3hp)} = 33.9 * 10^{-2}$$

La course angulaire maximale du pivot est donnée par

$$\alpha_{max} = \frac{x_{max}}{r} = 2.5 * 10^{-2}$$

Les pivots RCC n'ont donc pas de problèmes au niveau des courses admissibles.

3.4.1.5 Pivots à Lames

La course maximale pour une lame, subissant une force perpendiculaire est de :

$$f_{adm} = \frac{2\sigma_{adm} l^2}{3Eh} \simeq 2mm$$

$$f_{max} = r \sin\left(\frac{x}{r}\right) = 0.5mm$$

3.5 Couples moteurs

D'après le document sur les vis que nous pouvons trouver dans le cours, nous avons la formule suivante :

$$M = r \cdot P \cdot \tan(\theta \pm \phi)$$

Avec :

- r : rayon sur les flancs ($\frac{d}{2} = 1.5mm$)
- P : Force axiale
- μ : Le coefficient de frottement (ici acier contre acier $\mu = 0.4$)
- θ : Angle du filetage ($= \frac{p}{2\pi r}$ avec $p = 0.5mm$ les pas)
- ϕ : Angle des frottements ($= \arctan\left(\frac{2\mu}{\cos(\frac{\beta}{2})}\right)$ avec $\frac{\beta}{2} = 30^\circ$ l'angle de la pente des filetages)

Nous voulons calculer si le moteur a la capacité de nous faire atteindre notre course maximale sur la table avec la rigidité la plus importante. (Ici la table de réglage de la rigidité $K = 3945 N/m$), nous posons ainsi $F_{max} = K \cdot x_{max}$ et nous obtenons :

$$M_{crit} = r \cdot K \cdot x_{max} \cdot \tan\left(\frac{p}{2\pi r} + \arctan\left(\frac{2\mu}{\cos(\frac{\beta}{2})}\right)\right)$$

$$M_{crit} = 6.08 * 10^{-3}$$

Le couple maximal qu'il est possible de fournir est donné par la datasheet du moteur et est de $3.33mN.m$, cependant en utilisant le réducteur, celui-ci est multiplié par 29 et d'où $M_{max} = 96.57mN.m$

En effet, en divisant le moment maximal par le moment critique, nous obtenons $S = 15.88$, ce qui est largement suffisant.

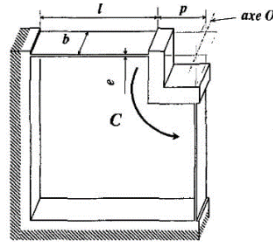
3.6 Energie de chaque système et totale

Remarque : Dans l'ensemble de cette partie h correspond à l'épaisseur d'une lame et b sa largeur, et

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Nous avons tout d'abord listé les divers systèmes pouvant stocker de l'énergie ainsi que leur rigidité :

- Pivots RCC (2x) : $k_{\theta_RCC} = \frac{8EI}{l} \cdot (1 + 3\bar{p} + 3\bar{p}^2)$ avec $\bar{p} = \frac{p}{l}$. Pour la conversion, nous avons l'équivalence $\theta = \frac{x}{r}$, ce qui nous donne $k_{eq_RCC} = \frac{8EI}{lr^2} \cdot (1 + 3\bar{p} + 3\bar{p}^2)$



3.2 : Schéma du pivot RCC

- Table à lames principale (sans précontrainte) : il s'agit d'un système qui peut être interprété comme deux tables à 3 lames qui peuvent être comprimées :

$$N_0 = \frac{2\pi^2 EI}{3l^2}$$

$$\gamma = \frac{N}{N_0} = \frac{3l^2 N}{2\pi^2 EI}$$

$$k_0 = \frac{12EI}{l^3}$$

$$k_{T6} = 6k_0 Z(\gamma) = k_0 \frac{\gamma \pi^2}{2\left(\frac{2}{\pi\sqrt{\gamma}} \tan\left(\frac{\pi\sqrt{\gamma}}{2} - 1\right)\right)}$$

- Lames Pivots (2x) : S'agissant d'une lame nous avons $k_P = \frac{3EI}{l^3}$

Celle-ci étant attachée à une de nos roues, nous pouvons dériver son mouvement en fonction x par de la simple trigonométrie, nous obtenons donc $x' = r \sin\left(\frac{x}{r}\right)$, il s'agit donc de la partie linéaire de notre système. Il n'est pas possible de calculer une rigidité équivalente sans faire une approximation.

- Table à lames de réglage du zéro, nous obtenons la rigidité suivante :

$$k_{T-Z} = \frac{24EI}{l^3}$$

Avec le système de réduction, nous avons $x_{eq} = x \frac{r'}{r}$ avec r' le rayon de notre bras de levier, ainsi $\frac{r'}{r} = \frac{1}{8}$ et nous obtenons :

$$x_{eq} = x \frac{r'}{r} = \frac{x}{8}$$

$$k_{eq} = \frac{k_{T-Z}}{64} = \frac{3EI}{8l^3}$$

Enfin, nous avons calculé les énergies respectives suivantes :

- Pivots RCC : $E_{RCC}(x) = \frac{1}{2} k_{eq_RCC} x^2 = \frac{1}{2} \frac{8EI}{lr^2} \cdot (1 + 3\bar{p} + 3\bar{p}^2) x^2$

Table à lames principale :

$$E_{T6}(x) = \frac{1}{2}k_{T6}x^2 = \frac{1}{2} \frac{12EI}{l^3} \frac{\gamma\pi^2}{2(\frac{2}{\pi\sqrt{\gamma}}\tan(\frac{\pi\sqrt{\gamma}}{2}-1)} x^2$$

Lames Pivots :

$$E_P(x) = \frac{1}{2}k_P r^2 \sin^2(\frac{x}{r}) = \frac{1}{2} \frac{3EI}{l^3} r^2 \sin^2(\frac{x}{r})$$

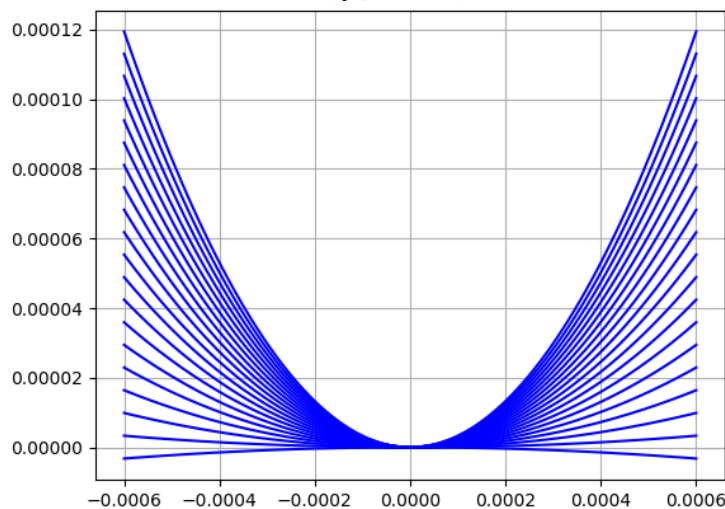
Table de réglage du zéro :

$$E_Z(x) = \frac{1}{2}k_{eq}x^2 = \frac{1}{2} \frac{3EI}{8l^3} x^2$$

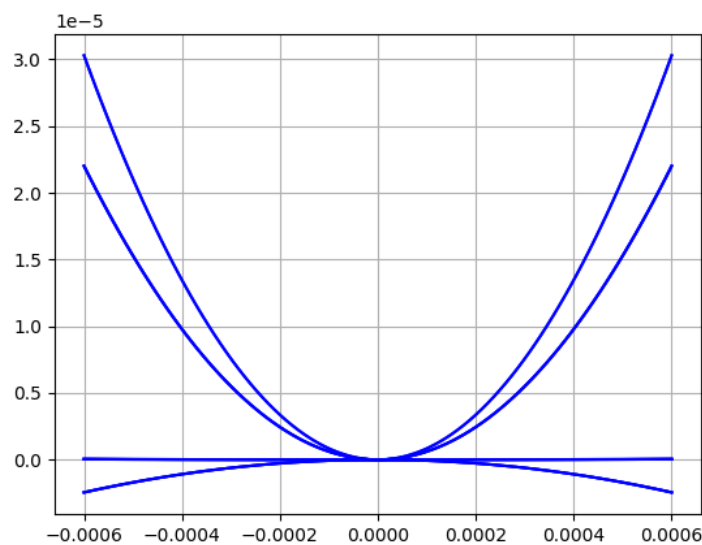
Ainsi, pour calculer l'énergie totale il suffit de sommer ces différentes énergies :

$$E_{TOT}(x) = 2E_{RCC}(x) + E_{T6}(x) + 2E_P(x) + E_Z(x)$$

$$E_{TOT}(x) = \frac{8EI}{lr^2} \cdot (1+3\bar{p}+3\bar{p}^2)x^2 + \frac{6EI}{l^3} \frac{\gamma\pi^2}{2(\frac{2}{\pi\sqrt{\gamma}}\tan(\frac{\pi\sqrt{\gamma}}{2}-1)} x^2 + \frac{3EI}{l^3} r^2 \sin^2(\frac{x}{r}) + \frac{1}{2}k_{eq}x^2 = \frac{1}{2} \frac{3EI}{8l^3} x^2$$



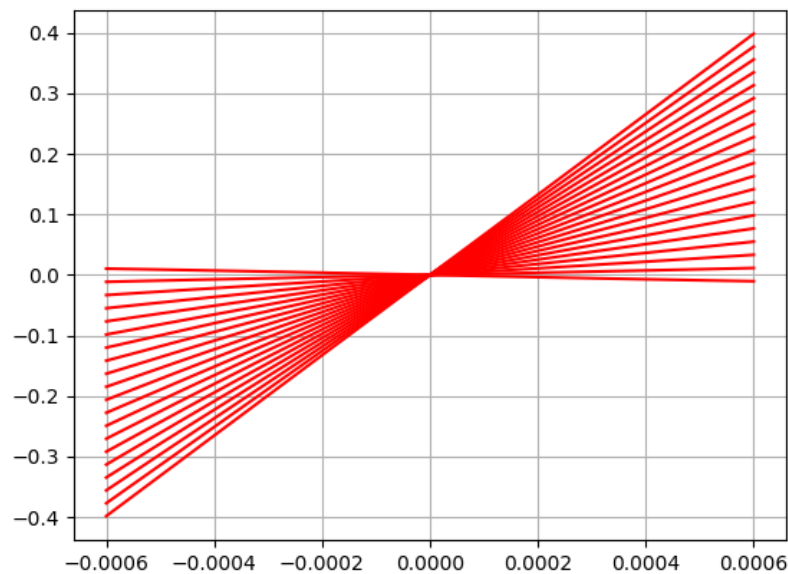
Energie totale pour le réglage de force sur toute la plage de x : échelle en unité SI, Joule par mètre (avec une précharge comprise entre 3.945 N et 7.89 N pour chaque courbe, force tirée de la section 3.1)



Energie de chaque système pour le réglage de force sur toute la plage de x : échelle en unité SI, Joule par mètre (avec une précharge comprise entre 3.945 N et 7.89 N pour chaque courbe)

3.7 Force en fonction de x

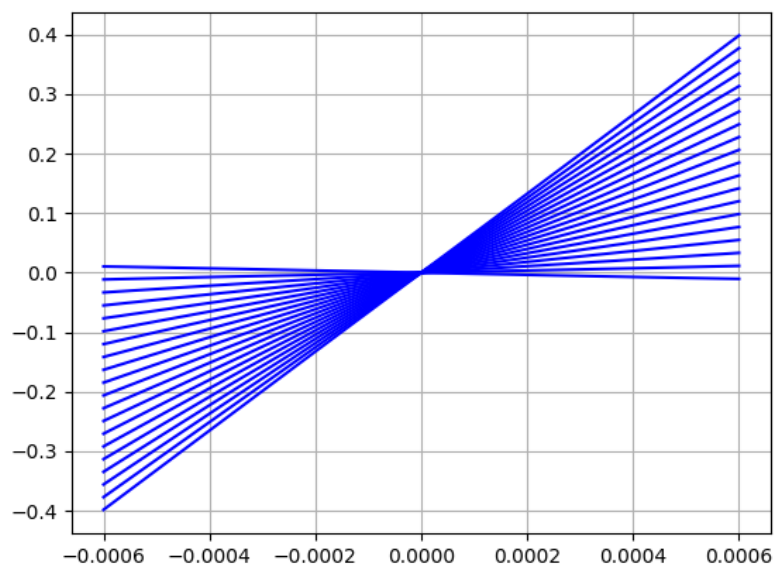
On dérive partiellement l'énergie par rapport à x (qui représente le déplacement de la sonde en [m]) pour trouver la force.



Force en fonction de x : échelle en unités SI, N/m

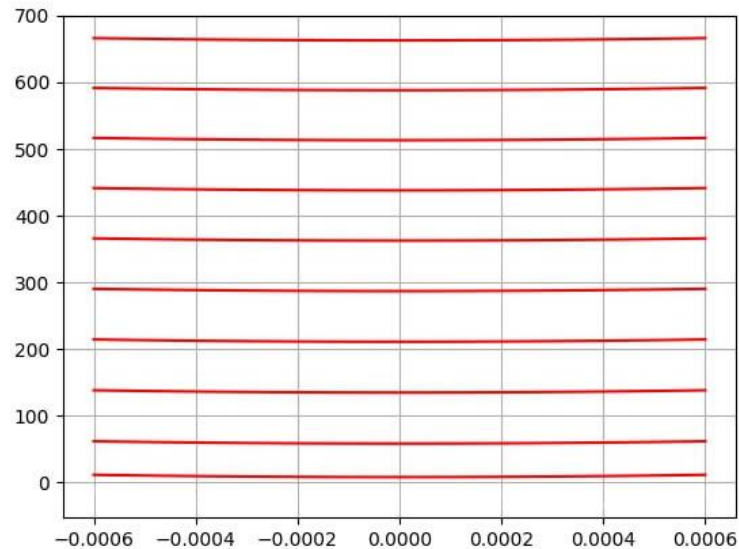
3.8 Polynôme approximant $F(x)$

Nous avons approximé $F(x)$ par un polynôme dont voici le graphe. On peut voir que le graphe est extrêmement proche de celui de la section 3.7 ce qui montre que le polynôme approxime bien nos courbes.



Force en fonction de x : échelle en unités SI, N/m

3.9 Plage de réglage de rigidité

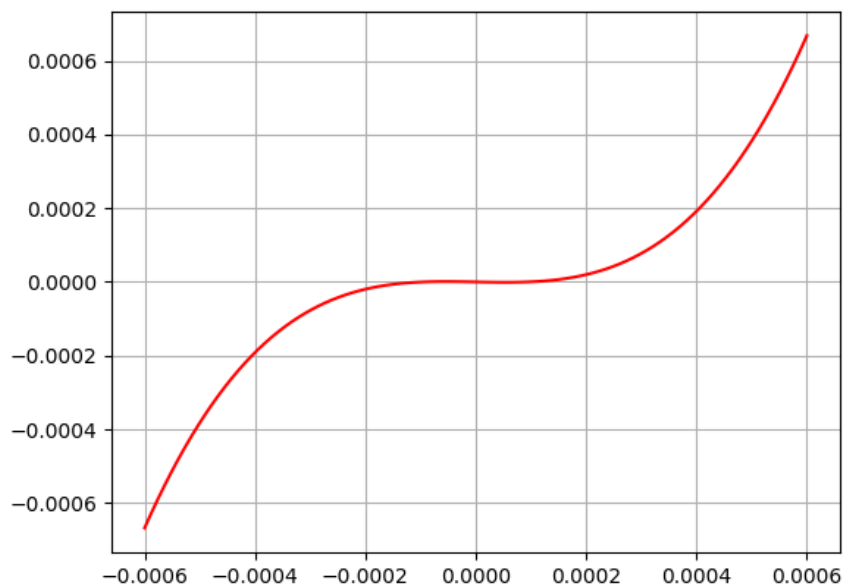


Le graphe montre la rigidité [N/m] en fonction de la position de la sonde [m] pour différents réglages de précontrainte. On peut voir que celle-ci est presque linéaire et varie peu avec le déplacement de la sonde (sauf lorsqu'elle est très proche de la rigidité nulle où la non-linéarité devient non négligeable)

Pour p_{\min} (7.89 N), on obtient une rigidité minimum de 0.07562 N/m, et pour p_{\max} (3.945 N), on obtient une rigidité maximum de 675 N/m.

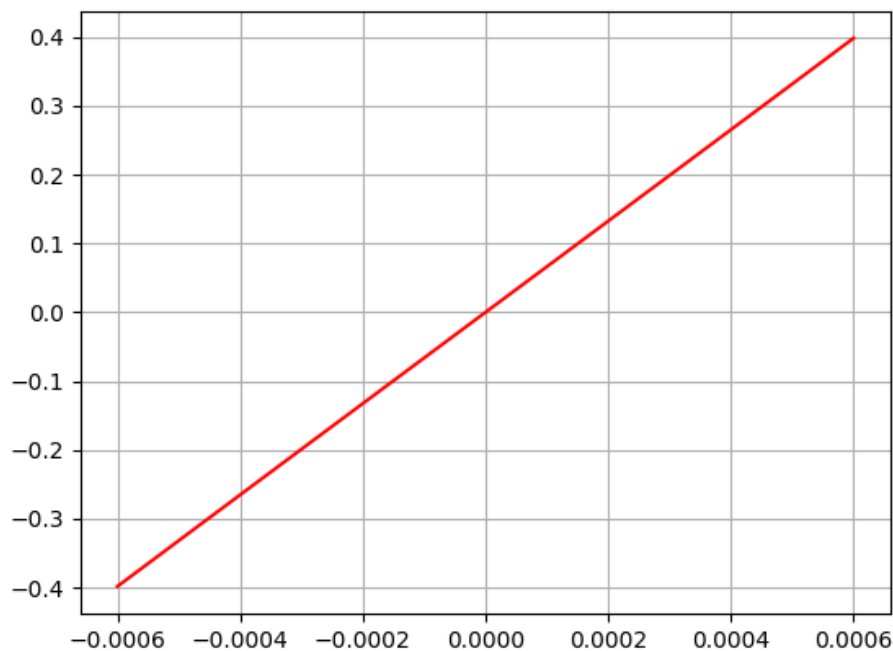
3.10 Non-linéarité relative

Après avoir obtenu les coefficients du polynôme en utilisant l'interpolation nous trouvons que la non-linéarité relative pour p_{\min} est : $\mu_{r_{\min}} = 7\,931\,363.36$



Graph showing the force [N] as a function of displacement [m] when the stiffness is almost zero (0.075 N/m)

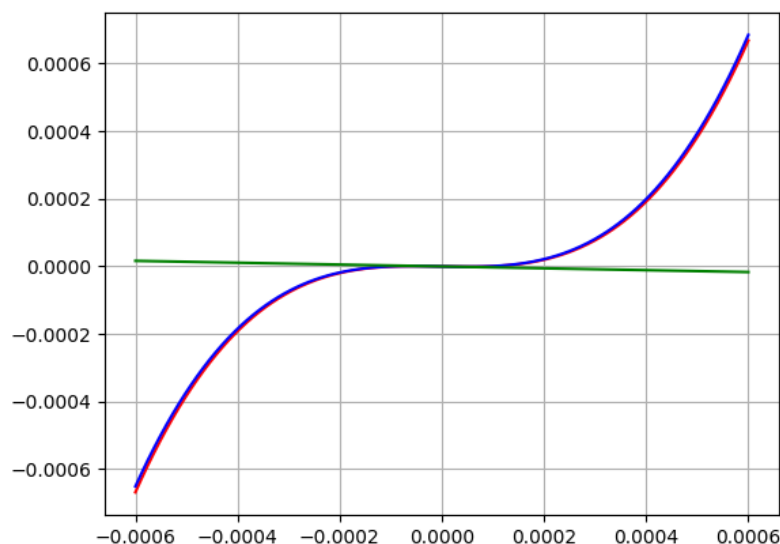
Nous trouvons également que la non linéarité relative pour p_{\max} est : $\mu_{r_{\max}} = 4\,757.85$



Graphique montrant la force [N] en fonction du déplacement [m] lorsque la rigidité est maximale, dans ce cas, la courbe est presque linéaire

3.11 Graphique des fonctions $F(x)$, $F_{\text{poly3}}(x)$ et $F_{\text{lin}}(x)$

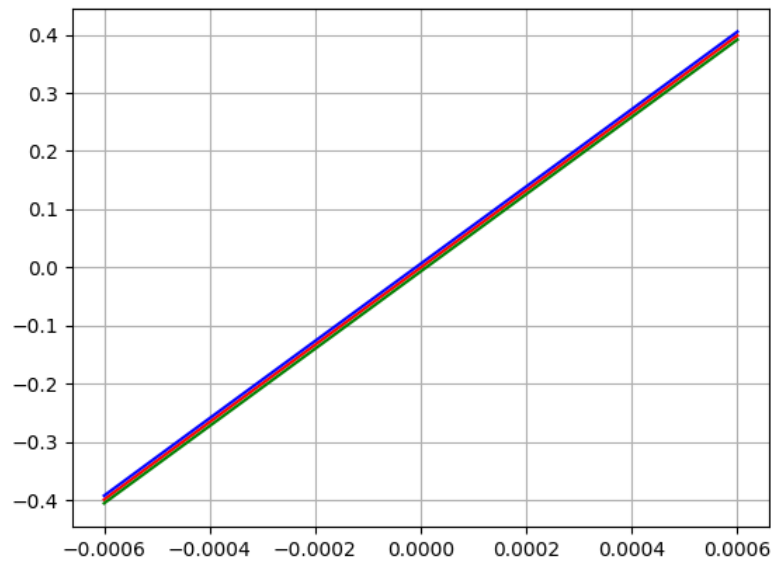
Nous avons représenté le cas linéaire en vert, $F(x)$ en rouge et son approximation polynomiale est en bleu. Le premier graphique montre la force en fonction de la position quand la rigidité est presque nulle :



Graphique montrant les fonctions $F(x)$, son approximation polynomiale et son approximation linéaire

Le second graphe lui montre la même chose quand la rigidité est maximale

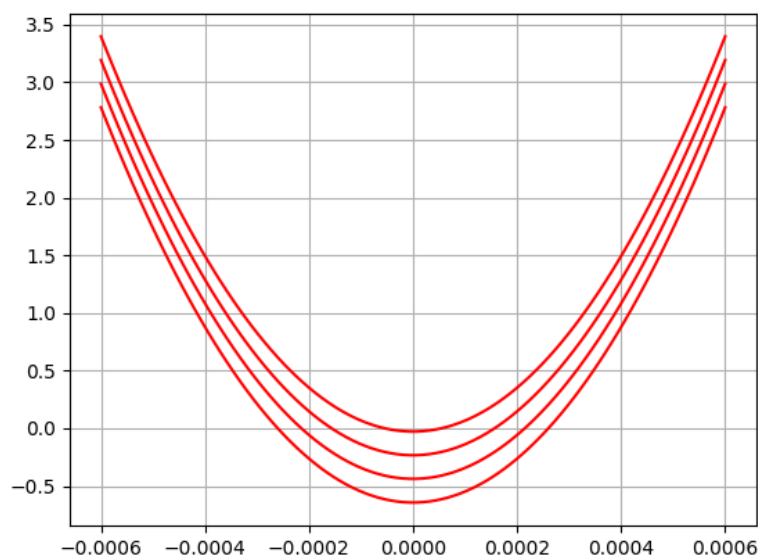
L'échelle du graphe précédent est différente des autres pour faciliter la visualisation de la non-linéarité.



Grappe montrant les fonctions $F(x)$, son approximation polynomiale et son approximation linéaire

3.12 Résolution

Grappe montrant la force en fonction de la position pour différents réglages de résolution proche de zéro.



Chaque courbe montre la force en fonction de la position pour différents réglages de résolution proche du zéro. On obtient les valeurs suivantes :

$$\text{Rigidity}_{x_{\min}P_{\min}} = 0.00605 \text{ N/m}$$

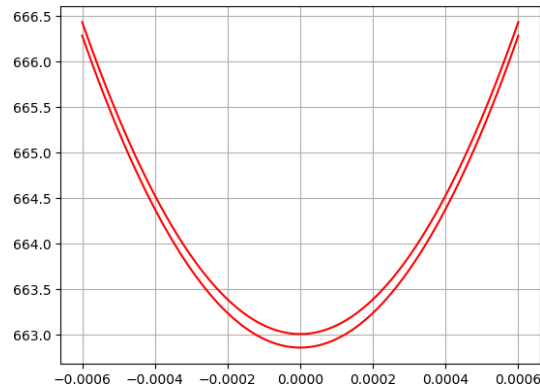
$$\text{Rigidity}_{x_{\max}P_{\min}} = 0.0756 \text{ N/m}$$

$$RF_{x_{\min}P_{\min}} = 0.0605 \text{ nN}$$

$$RF_{x_{\max}P_{\min}} = 0.75626 \text{ nN}$$

On peut constater que la résolution n'est pas linéaire quand la sensibilité est maximale mais cela peut être un avantage en termes de plage dynamique à la condition de devoir interpréter les valeurs via une lookup table.

3.13 Force maximale mesurable à p_{\min} et p_{\max}



Graph showing the force measured at p_{\min} and p_{\max}

Le graphe fait un large zoom sur l'axe Y, comparativement, la non-linéarité est négligeable dans ici

La force maximale est environ égale à la rigidité équivalente multipliée par le déplacement maximal de la cible du capteur de position. $F_{p_{\max}x_{\max}} = 0.3405 \text{ N}$ pour p_{\max}

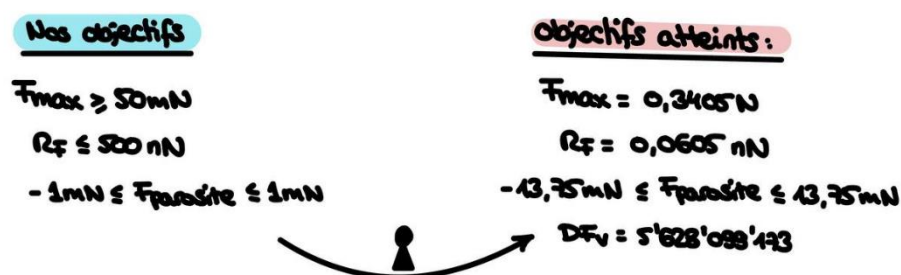
La force minimale mesurable avec la sensibilité au minimum : $F_{p_{\max}x_{\min}} = 6.8 \text{ uN}$ avec p_{\max}

3.14 Gamme dynamique

Remarque : La force de précontrainte est calculée par lame. Pour avoir la valeur totale, il faut multiplier par le nombre de lames qui transmettent la force.

$$DF_v = \frac{0.3405 \text{ N}}{0.0605 \text{ nN}} = 5'628'099'173.$$

3.15 Résultats



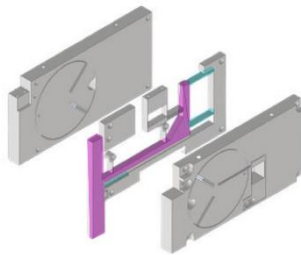
2.3: Résumé des objectifs atteints par notre capteur

4 Discussion

- 4.1 Expliquer la séquence de réglage retenue pour obtenir la meilleure gamme dynamique (rigidité, zéro, fréquence, calibration avec capteur ou tare externes etc.). ET Lister les non-conformités avec le cahier des charges et discuter leur impact.

Dans le but de maximiser la résolution, la gamme dynamique et la force maximale mesurable, nous avons fait les choix suivants :

Premièrement, nous avons essayé de minimiser au maximum le nombre de lames pour qu'il y ait aussi peu de rigidité à compenser que possible. Cela permet d'obtenir une meilleure résolution. En ce qui concerne la table à 3 lames tenant la sonde. Il nous a été nécessaire d'utiliser des tables à trois lames afin d'annuler l'effet de potentiels moments sur le système.



4.1: Schéma de la table à 3 lames

Deuxièmement, on fait en sorte de minimiser la rigidité équivalente du système du réglage du zéro, car il ajoutait une rigidité fixe de 2 N/m. Cette rigidité fixe est due à la contrainte du cahier des charges. Pour diminuer la course effective de la sonde par rapport au ressort de réglage du zéro, nous avons utilisé la roue comme un bras de levier. Pour des raisons géométriques, nous n'avons pas pu avoir la rigidité aussi faible que possible, car cela impliquait des lames trop grandes. Troisièmement, les lames ont été optimisées, pour qu'elle soit aussi fines et longues que possible. Quatrièmement, on a fait en sorte que la rigidité pour la table à lames de précontrainte de compensation de rigidité permette, avec la course du moteur, qu'elle rentre au mieux dans la plage de valeurs imposées par le cahier des charges.

Remarque : Nous avons utilisé un script python qui, lorsqu'on lui donne les différents paramètres géométriques dans un Excel lié au CAD (design 3D paramétrique), génère tous les graphes et calculs propre à la partie dimensionnement pour tuner au mieux la résolution.

[LIEN](#) vers script python (utilisable en version numérique)

En outre, en ce qui concerne le cahier des charges, notre projet est conforme à l'exception du point A.4 (Voir page 24). En effet, nous n'utilisons pas de vis à pas fin, mais des vis à pas normal. Le principe de vis différentielle avec des vis à pas normal nous permet d'augmenter considérablement notre résolution et justifie donc le non-respect du cahier des charges, de plus ce système permet également d'apporter une idée originale au projet.

CAHIER DES CHARGES

Il s'agit de critères idéaux que votre mécanisme ne pourra peut-être pas tous remplir. Les points de non-conformité seront à discuter et justifier dans le rapport. Remarque : Les critères entre parenthèses (...) sont indicatifs, c'est-à-dire qu'ils ne doivent pas nécessairement être pris en compte dans les calculs de dimensionnement, en raison du temps limité pour ce projet.

A. Composants imposés :

- ✓ 1. Capteur de position capacitif *Micro-Epsilon CSH05FL* avec une résolution $R_d = 10$ nm et plage de mesure $x_{max} = 0,5$ mm. (Fiche technique en annexe);
- ✓ 2. Sonde de mesure à monter sur le bloc mobile du corps d'épreuve selon Fig. 6;
- ✓ 3. Actionneurs pour le réglage de la rigidité et le réglage du zéro : deux moteurs Maxon EC-max 16 Ø16 mm, brushless, 5 W avec réducteur planétaire GP 16 A Ø16mm, 29:1 et codeur optique MR, Type ML à 512 traits par tour. (Fiches techniques en annexe : Fig. 4, 5 et 3);
- ✗ 4. Ensembles vis-écrou pour la conversion des mouvement des moteurs en mouvements de translation : filets métriques à pas fin, dont les diamètres et les pas sont à déterminer;
- ✓ 5. Roulements pour le guidage des vis à choisir dans le catalogue SKF mis à disposition;
- ✓ 6. Accouplements entre moteurs et vis à trouver dans le commerce;
- ✓ 7. Aucun autre composant commercial n'est autorisé;

B. Encombrement :

- ✓ 8. Le capteur de force doit idéalement s'inscrire à l'intérieur d'un parallélépipède (Fig. 2) avec $l = 150$ mm, $h = 100$ mm et $b = 50$ mm. Des excroissances sont autorisées pour autant que le volume total reste inférieur à $l \times h \times b$.
- ✓ 9. Orientation de la sonde (Fig. 2) : l'axe de la sonde en position nominale ($x = 0$) est parallèle à l'axe Y. Les forces à mesurer sont parallèles à l'axe X et ne s'appliquent que dans un seul sens ($F \geq 0$).
- ✓ 10. Dégagement de la sonde (Fig. 2) : $l_p = 28$ mm et $h_p \leq 10$ mm

C. Equilibrage (à considérer uniquement dans la position nominale : $x = 0$ et $F = 0$) :

- ✓ 11. Capteur insensible à l'orientation de la gravité;
- ✓ 12. Capteur insensible aux accélérations en translation dans toutes les directions;
- ✓ 13. Capteur insensible aux accélérations en rotation dans toutes les directions;
- ✓ 14. (Equilibrage inertiel : insensibilité du capteur aux vitesses angulaires de son référentiel);

D. Performance :

- ✓ 15. Plage de mesure : $F_{max} \geq 50$ mN;
- ✓ 16. Résolution de mesure : $R_F \leq 500$ nN. Il s'agit du principal critère d'optimisation du capteur qui consiste à minimiser la valeur $R_F(k_{eq,min})$.
- ✓ 17. Correction du zéro : le système de réglage doit permettre de corriger des forces parasites selon l'axe X dans l'intervalle suivant : -1 mN $\leq F_{parasite} \leq 1$ mN;
- ✓ 18. Corps d'épreuve réalisé dans des matériaux électriquement conducteurs pour permettre des mesures électriques;
- ✓ 19. Corps d'épreuve réalisé dans des matériaux amagnétiques pour éviter les forces parasites;
- ✓ 20. (Le système doit supporter des forces parasites dans toutes les directions autres que X allant jusqu'à ± 2 N sans dommage irréversibles);
- ✓ 21. (Nombre de cycles indicatif : 1000 cycles par jour, durant 10 ans);
- ✓ 22. (Prix de fabrication indicatif inférieure à 8000.- CHF pour petites séries $\simeq 100$ par année);
- ✓ 23. (Température de fonctionnement : $T_{fnc} = 20 \pm 30^\circ\text{C}$);

4.2 Discuter les effets des tolérances de fabrication (typiquement $\pm 3 \mu\text{m}$ pour l'usinage par électroérosion à fil) sur la performance du capteur

Nous avons toujours fait en sorte que toutes les épaisseurs soient supérieures à $100 \mu\text{m}$, afin qu'une tolérance de 3% sur l'épaisseur des lames ait peu d'influence sur la résolution du capteur, cependant celles-ci peuvent faire varier légèrement la rigidité et l'accumulation d'erreurs diminueraient les performances de notre capteur (notamment sur les lames utilisées pour la compensation de rigidité).

5 Construction

5.1 Argumenter les choix faits pour la construction

Nous avons décidé de concevoir un système dont le corps d'épreuve est composé de trois couches usinées par électroérosion en 2D pour que tout reste usinable par Wire EDM (Electrical Discharge Machining) Préalablement à cela, il est nécessaire de faire quelques opérations d'usinage 3 axes conventionnelles pour le système de fixation des plaques entre elles.

Les couches sont vissées ensemble et séparées par des morceaux de clinquants afin de limiter au maximum les frottements lors des mouvements des différentes couches. Nous utilisons parfois des lames dont le ratio longueur-largeur est supérieur à 60, il nous était donc nécessaire d'inclure des supports afin d'éviter des erreurs lors de l'usinage à cause des vibrations générées par le processus, les supports doivent être retirés à la fin de l'usinage. Le positionnement des divers supports a été spécialement étudié pour éviter des collisions lors de l'utilisation du capteur.

5.2 Argumenter les choix des matériaux

Nous avons choisi comme matériaux de l'alliage titane-6Al-4V. Ce matériau est très peu magnétique. Il est doté d'une résistance spécifique élevée et d'une excellente résistance à la corrosion. Il s'agit de l'un des alliages de titane les plus couramment utilisés, dans une large gamme d'applications où une faible densité et une excellente résistance à la corrosion sont nécessaires, notamment dans l'industrie aérospatiale et les applications biomécaniques (implants et prothèses).

Il possède également un module de Young de 110MPa .

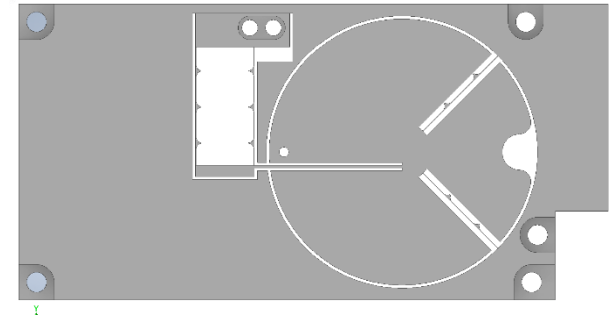
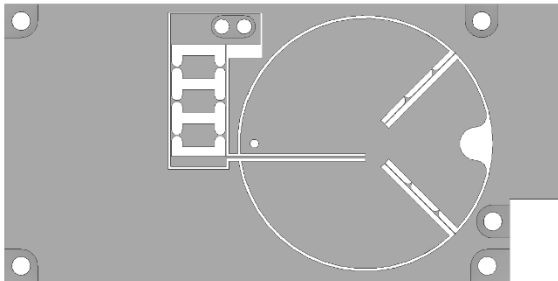
6 Conclusion

En somme, notre projet DYNABAL est un capteur de force équilibré dynamiquement, possédant une fonction de compensation de rigidité. Notre solution respecte le cahier des charges et se distingue par son équilibrage SFMI*, son utilisation du principe de vis différentielle et son implémentation.

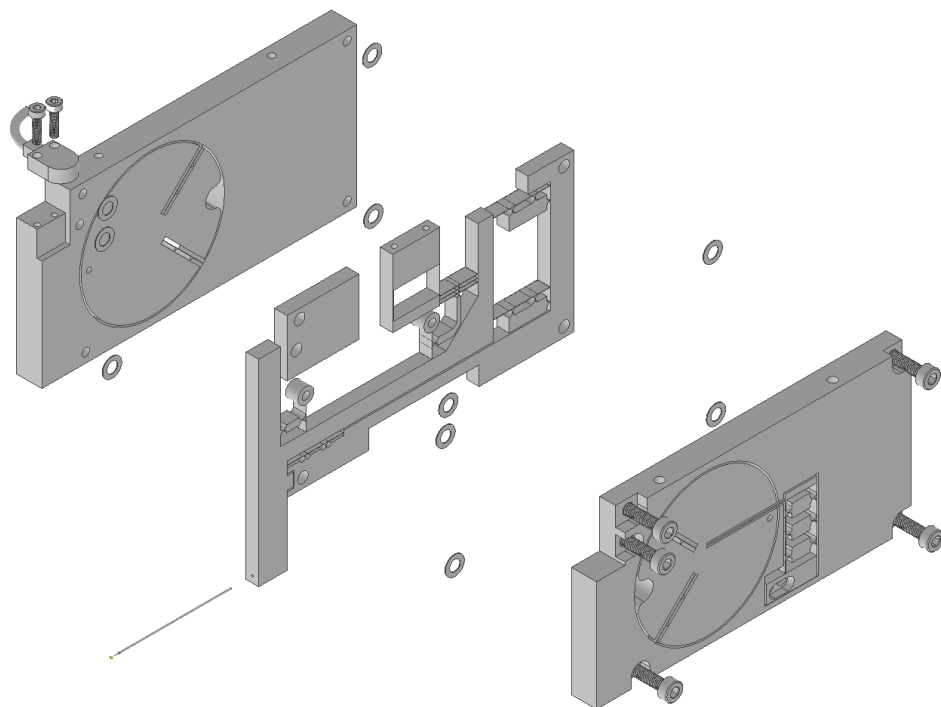
7 Annexes

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

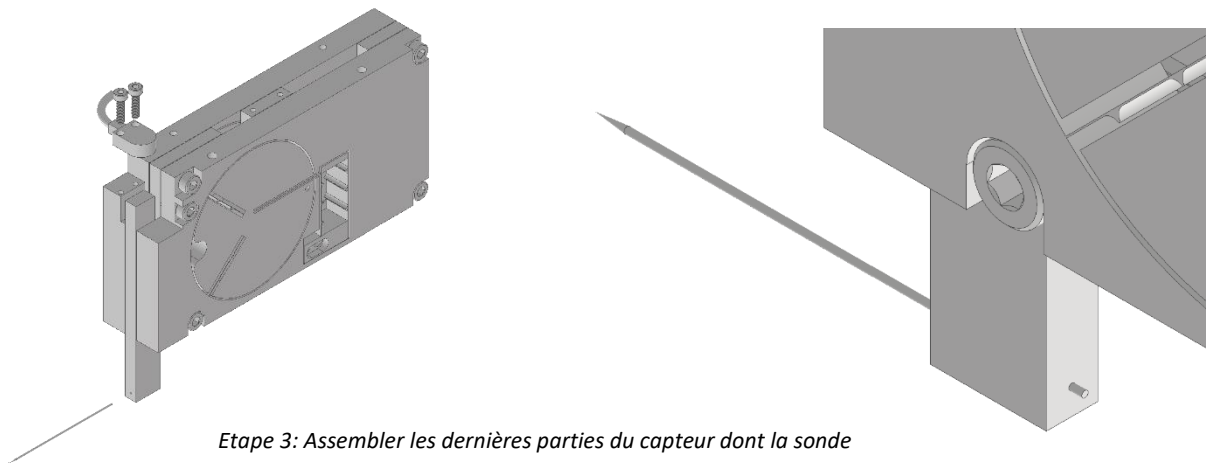
Pour assembler l'ensemble du mécanisme, on commence tout d'abord par l'assemblage du capteur de force.



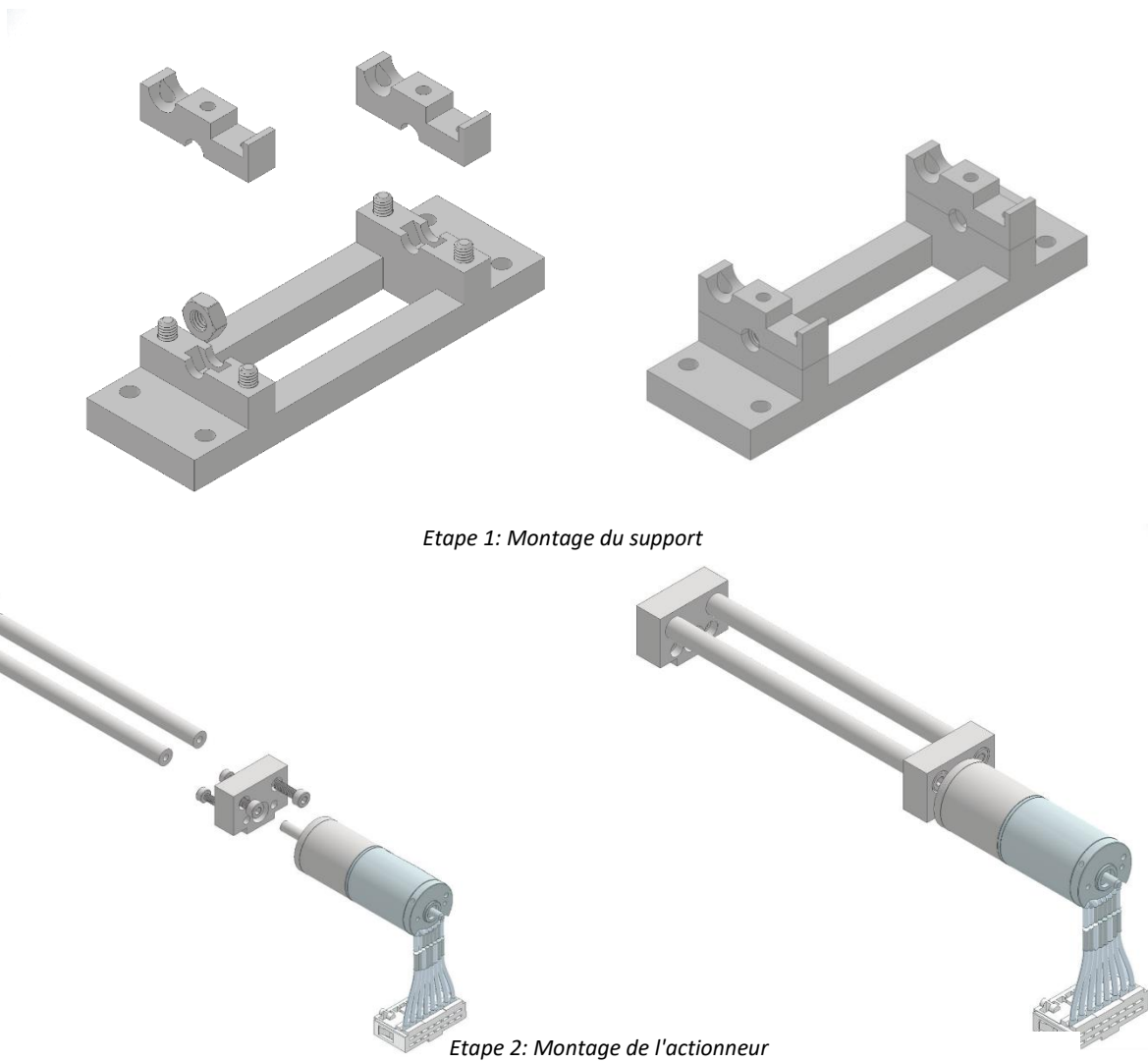
Etape 1: Enlever les supports dus au processus d'électroérosion

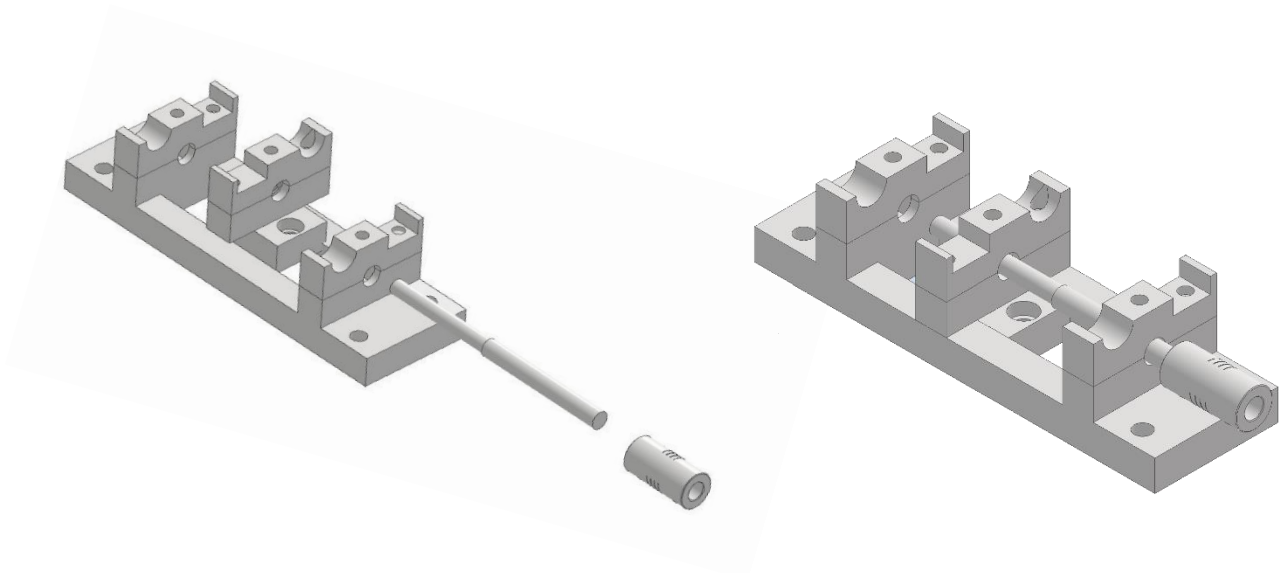


Etape 2: Assembler les 3 couches du capteur

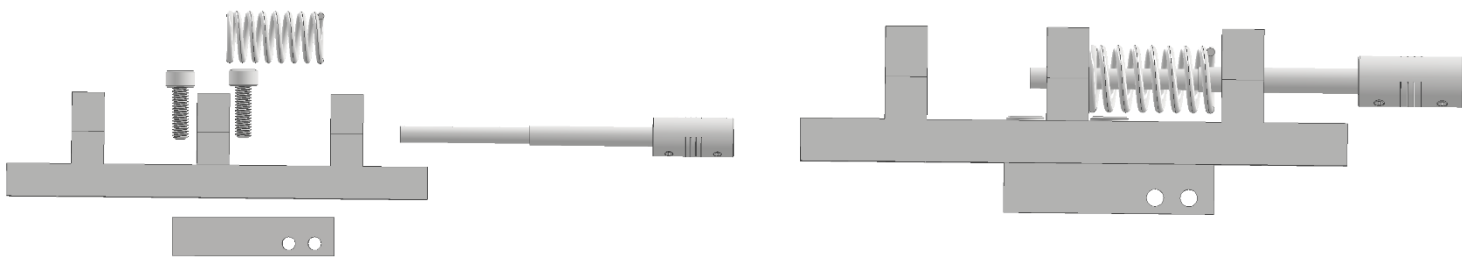


Une fois l'assemblage du capteur de force terminé, il ne reste plus qu'à monter l'intégralité du mécanisme comme ci-dessous :

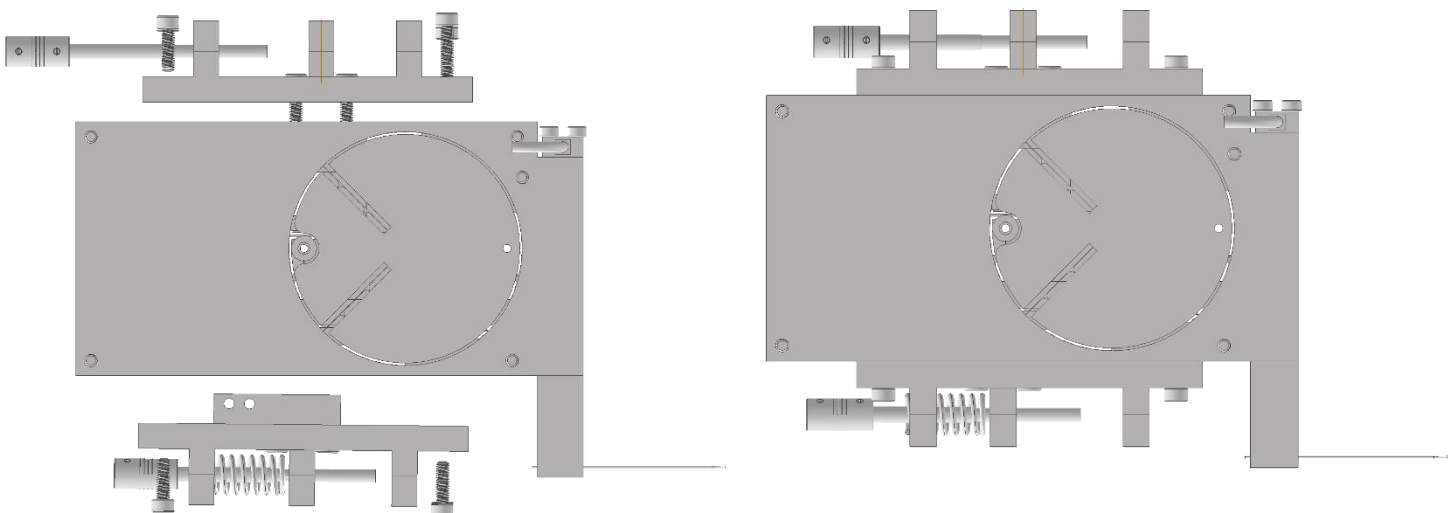




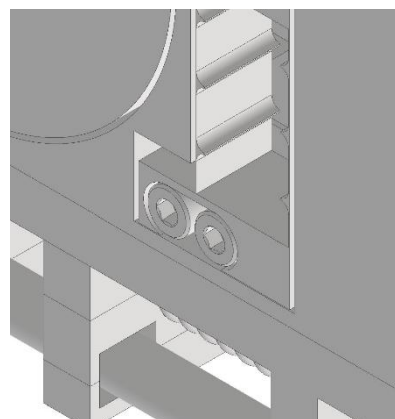
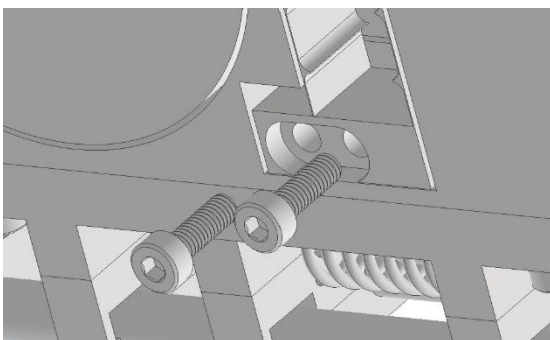
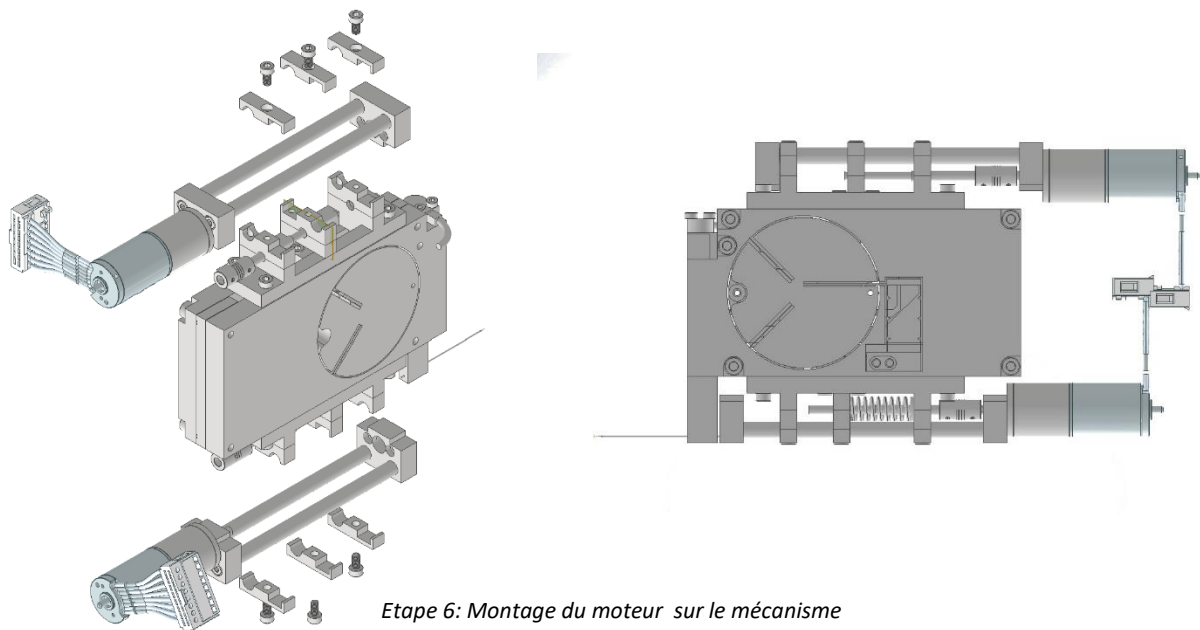
Etape 3: Montage de l'actionneur 2



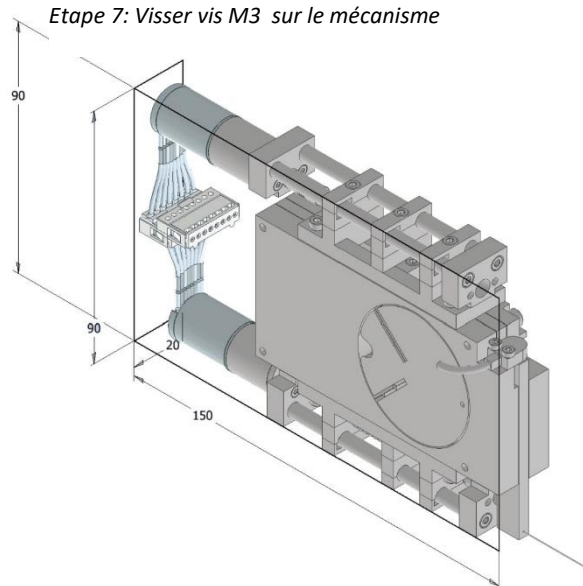
Etape 4: Assemblage du second actionneur



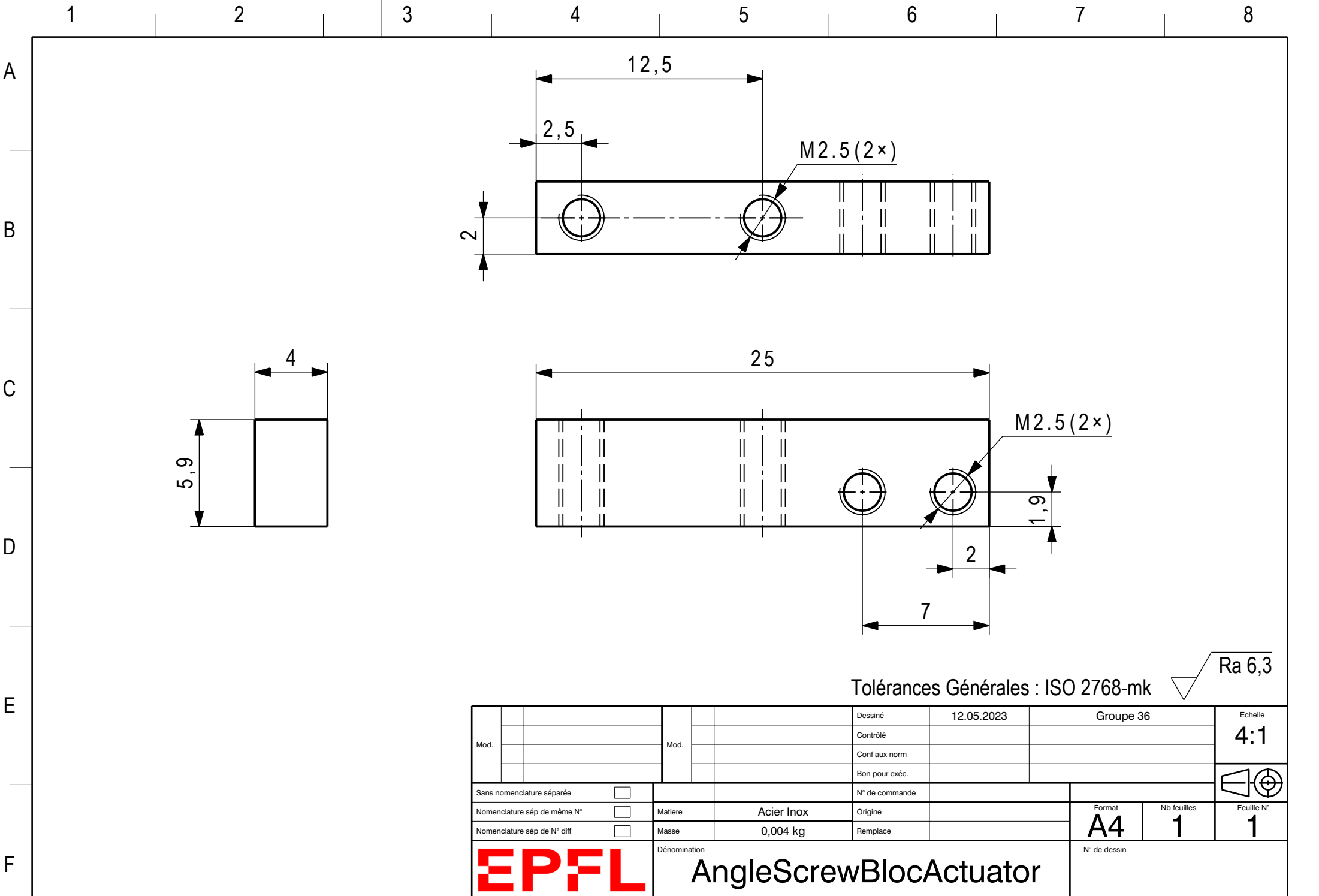
Etape 5: Montage des actionneurs sur le mécanisme




Etape 7: Visser vis M3 sur le mécanisme





Etape 8: Le mécanisme est assemblé



Tolérances Générales : ISO 2768-mk

 Ra 6,3

Mod.			Mod.			Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle
						Contrôlé				4:1
						Conf aux norm				
						Bon pour exéc.				
Sans nomenclature séparée			<input type="checkbox"/>			N° de commande				
Nomenclature sép de même N°			<input type="checkbox"/>	Matiere	Acier Inox	Origine		Format	Nb feuilles	Feuille N°
Nomenclature sép de N° diff			<input type="checkbox"/>	Masse	0,004 kg	Remplace		A4	1	1
				Dénomination				N° de dessin		
				AngleScrewBlocActuator						

1

2

3

4

A

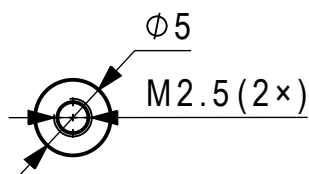
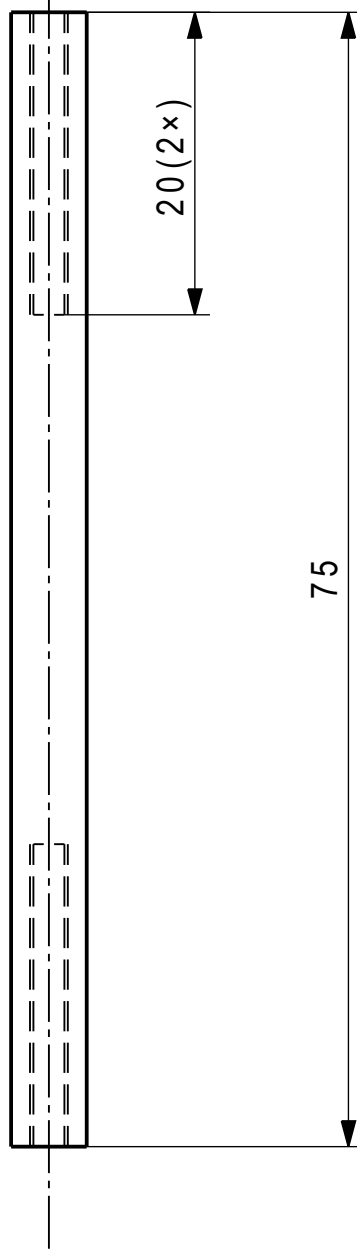
B

C

D

E

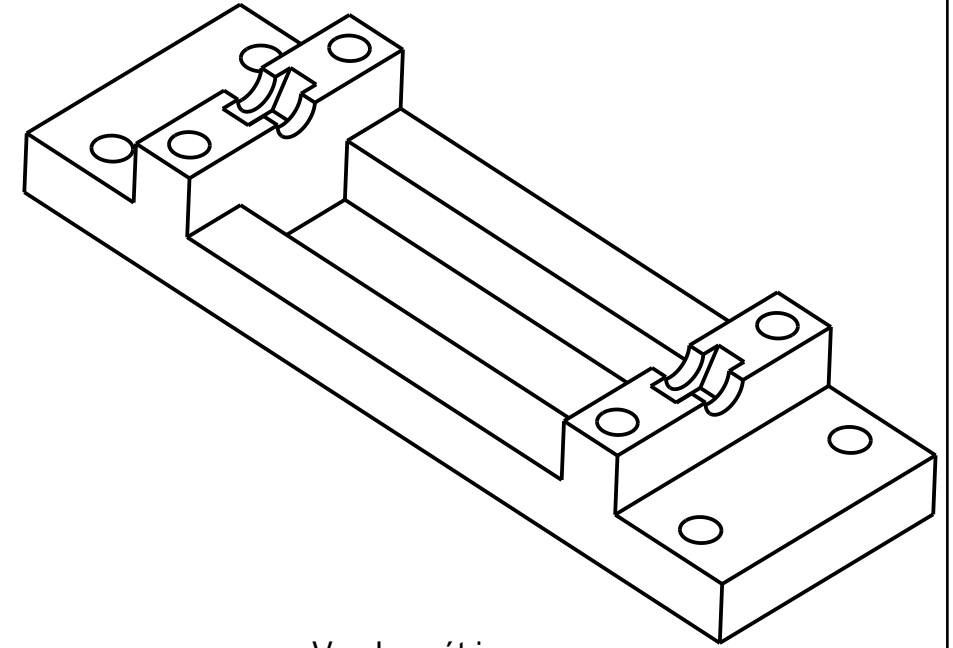
F





Tolérances Générales : ISO 2768-mk

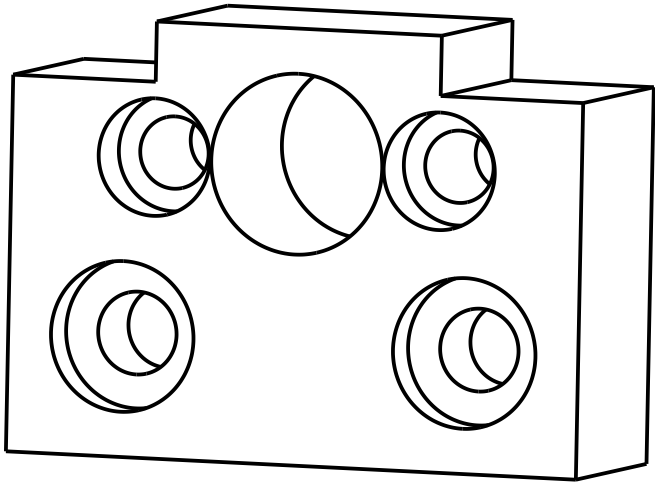
Ra 6,3

Mod.		Mod.		Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle 2:1	
				Contrôlé					
				Conf aux norm					
				Bon pour exéc.					
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>				N° de commande					
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>		Matiere	Acier Inox	Origine		Format A4	Nb feuilles 1		Feuille N° 1
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>		Masse	0,011 kg	Remplace					
EPFL			Dénomination AxisLinear			N° de dessin			

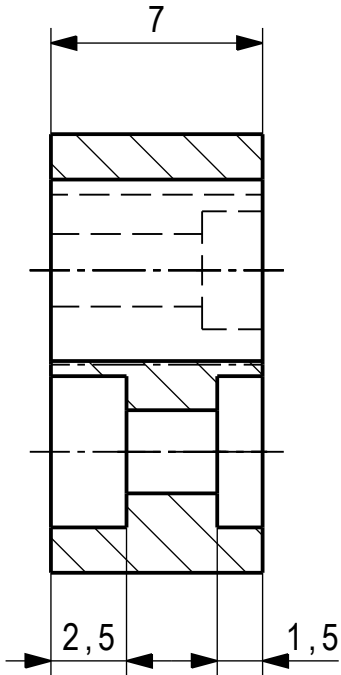
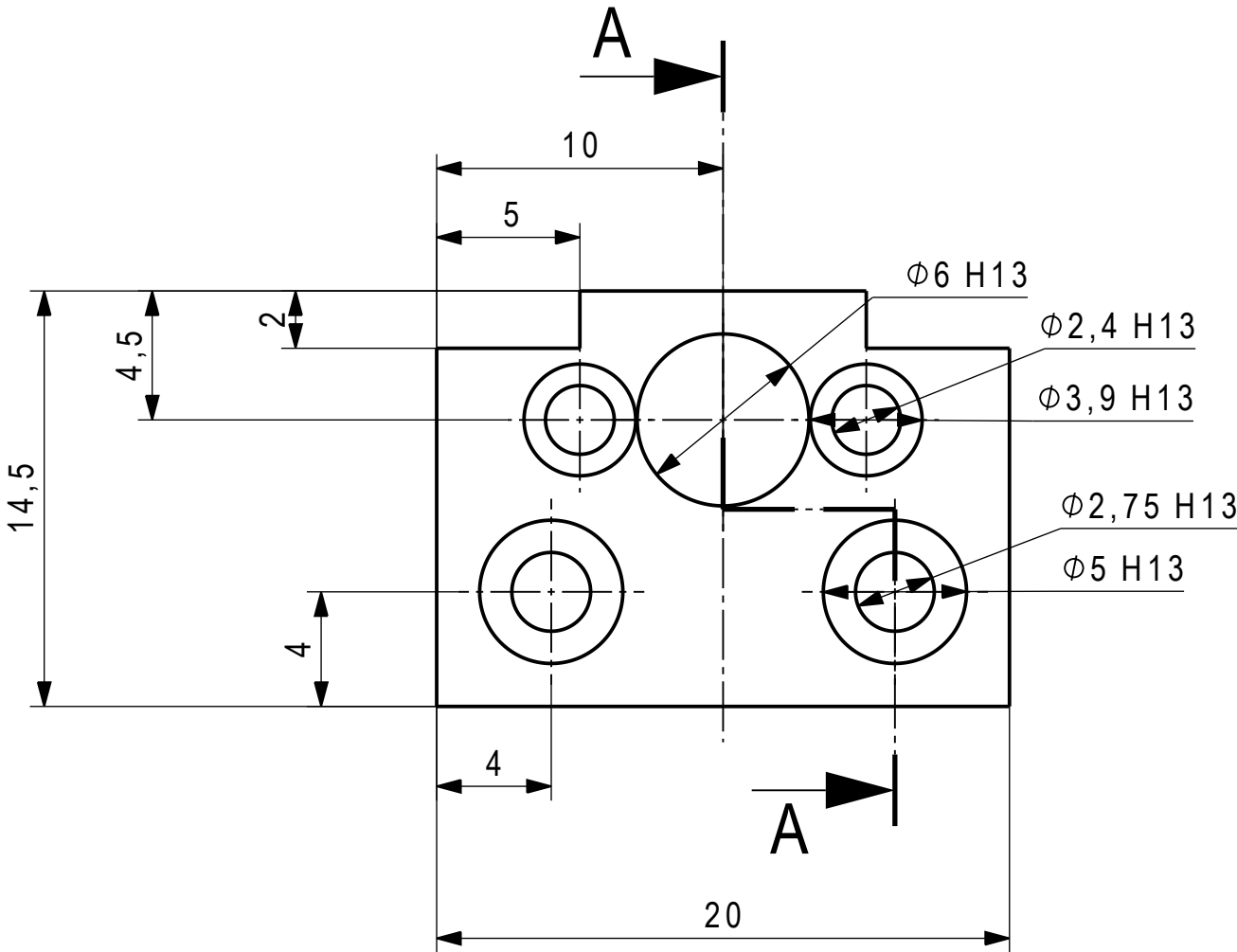


Tolérances Générales : ISO 2768-mk  ()

Mod.			Mod.		Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle
					Contrôlé				2:1
					Conf aux norm				
					Bon pour exéc.				 
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>				N° de commande					
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>			Matiere	Acier Inox	Origine		Format	Nb feuilles	Feuille N°
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>			Masse	0,04 kg	Remplace		A3	1	1
			Motor Differential Mounting Bracket				N° de dessin		



Vue Isométrique :

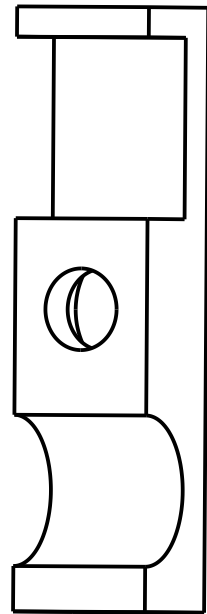
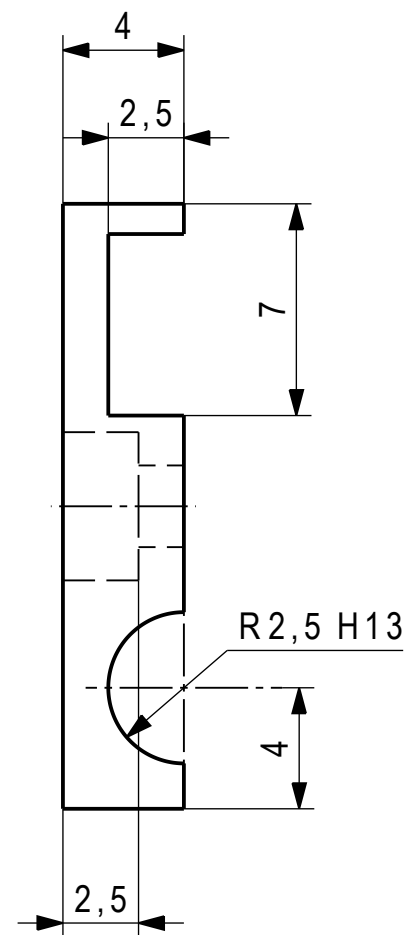


Tolérances Générales : ISO 2768-mk										Ra 6,3		
Mod.				Mod.				Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle 4:1
								Contrôlé				
								Conf aux norm				
								Bon pour exéc.				
Sans nomenclature séparée				<input type="checkbox"/>				N° de commande				
Nomenclature sép de même N°				<input type="checkbox"/>	Matiere	Acier Inox	Origine		Format	Nb feuilles		Feuille N°
Nomenclature sép de N° diff				<input type="checkbox"/>	Masse	0,011 kg	Remplace		A3	1		1
					Dénomination						N° de dessin	
					MotorMountDifferential							



8

F

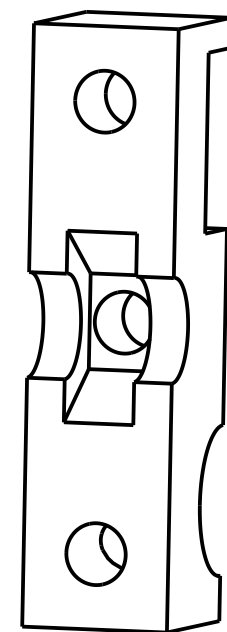


Vue Isométrique :

Ra 6,3

Tolérances Générales : ISO 2768-mk

Mod.				Mod.				Dessiné		12.05.2023		Groupe 36		Echelle							
								Contrôlé				4:1									
								Conf aux norm													
								Bon pour exéc.													
Sans nomenclature séparée				<input type="checkbox"/>				N° de commande						 							
Nomenclature sép de même N°				<input type="checkbox"/>		Matiere		POM		Origine		Format				Nb feuilles		Feuille N°			
Nomenclature sép de N° diff				<input type="checkbox"/>		Masse		0,001 kg		Remplace		A3				1		1			
				Dénomination								POMSliderAxis								N° de dessin	



Vue Isométrique :

Tolérances Générales : ISO 2768-mk

Ra 6,3

Mod.			Mod.		Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle
					Contrôlé			4:1	
					Conf aux norm				
					Bon pour exéc.				
Sans nomenclature séparée			<input type="checkbox"/>		N° de commande				
Nomenclature sép de même N°	<input type="checkbox"/>	Matiere	POM	Origine		Format	Nb feuilles	Feuille N°	
Nomenclature sép de N° diff	<input type="checkbox"/>	Masse	0,001 kg	Remplace		A3	1	1	
			Dénomination				N° de dessin		
			POMSliderMotor						

A

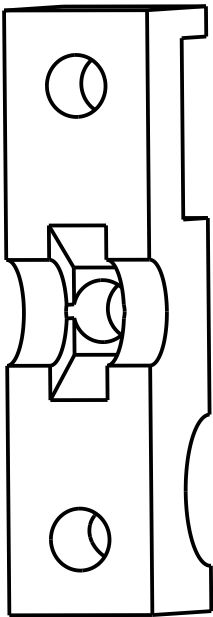
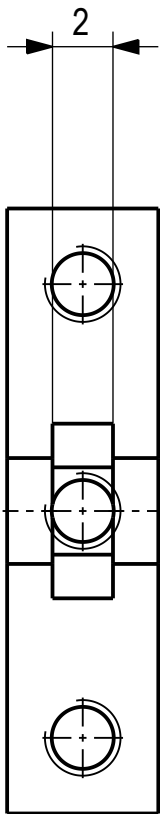
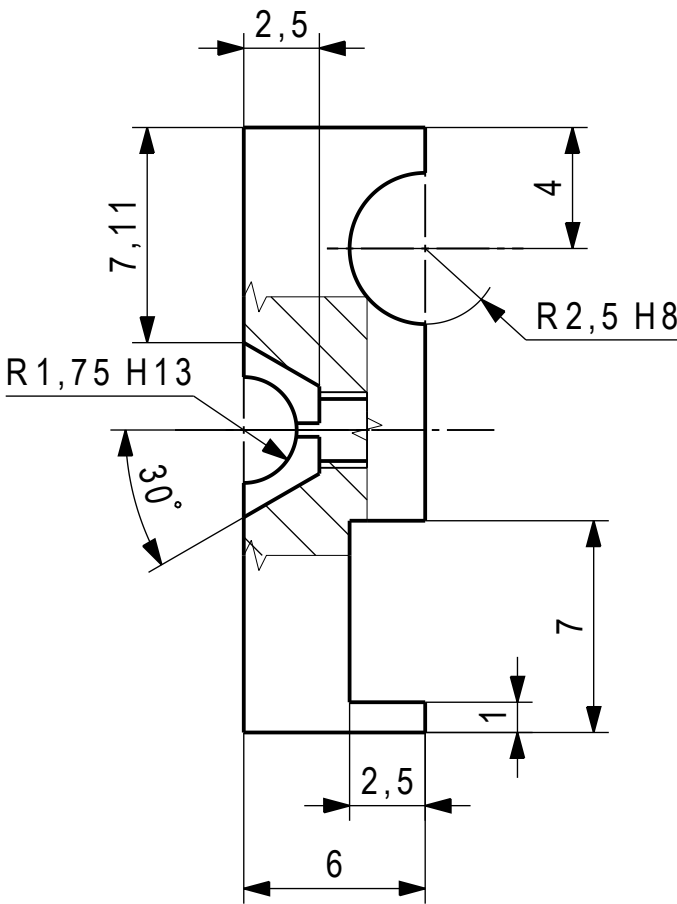
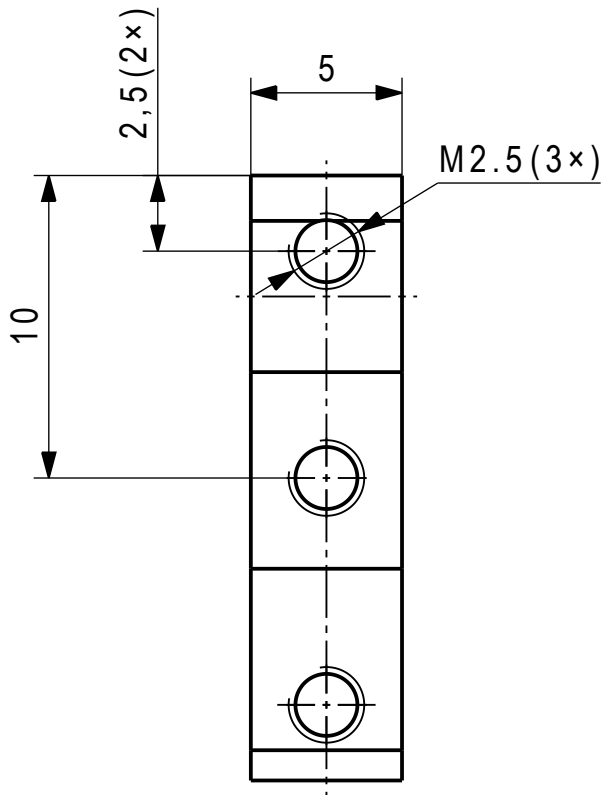
B

C

D

E

F



Vue Isométrique :

Tolérances Générales : ISO 2768-mk  Ra 6,3

Mod.		Mod.		Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle			
				Contrôlé				4:1			
				Conf aux norm							
				Bon pour exéc.							
Sans nomenclature séparée		<input type="checkbox"/>		N° de commande							
Nomenclature sép de même N°		<input type="checkbox"/>	Matiere	POM	Origine		Format		Nb feuilles	Feuille N°	
Nomenclature sép de N° diff		<input type="checkbox"/>	Masse	0,001 kg	Remplace		A3		1	1	
			Dénomination				POMSliderMotorM25			N° de dessin	

1

2

3

4

A

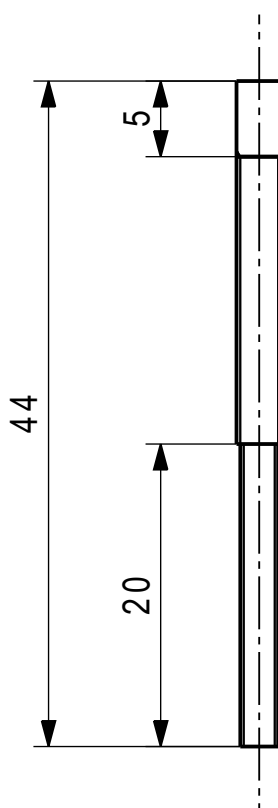
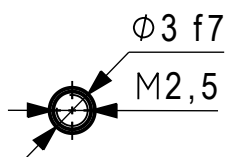
B

C

D

E

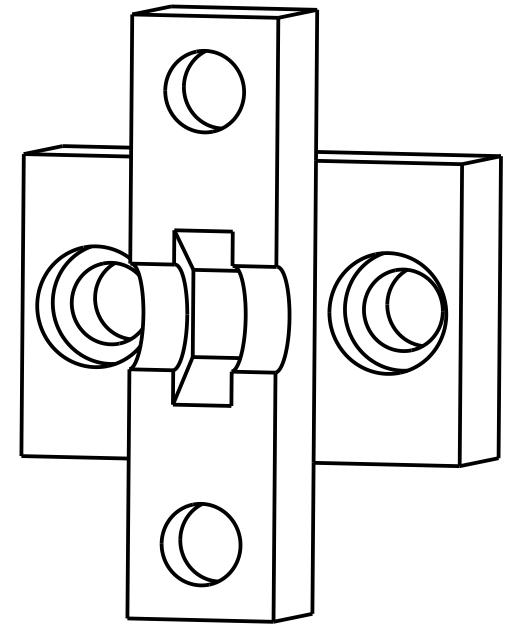
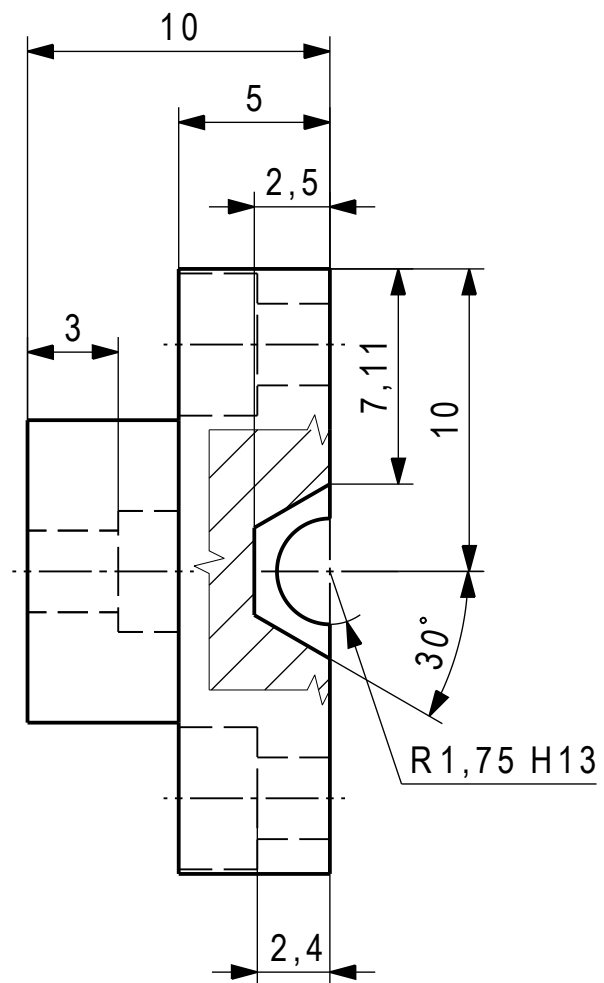
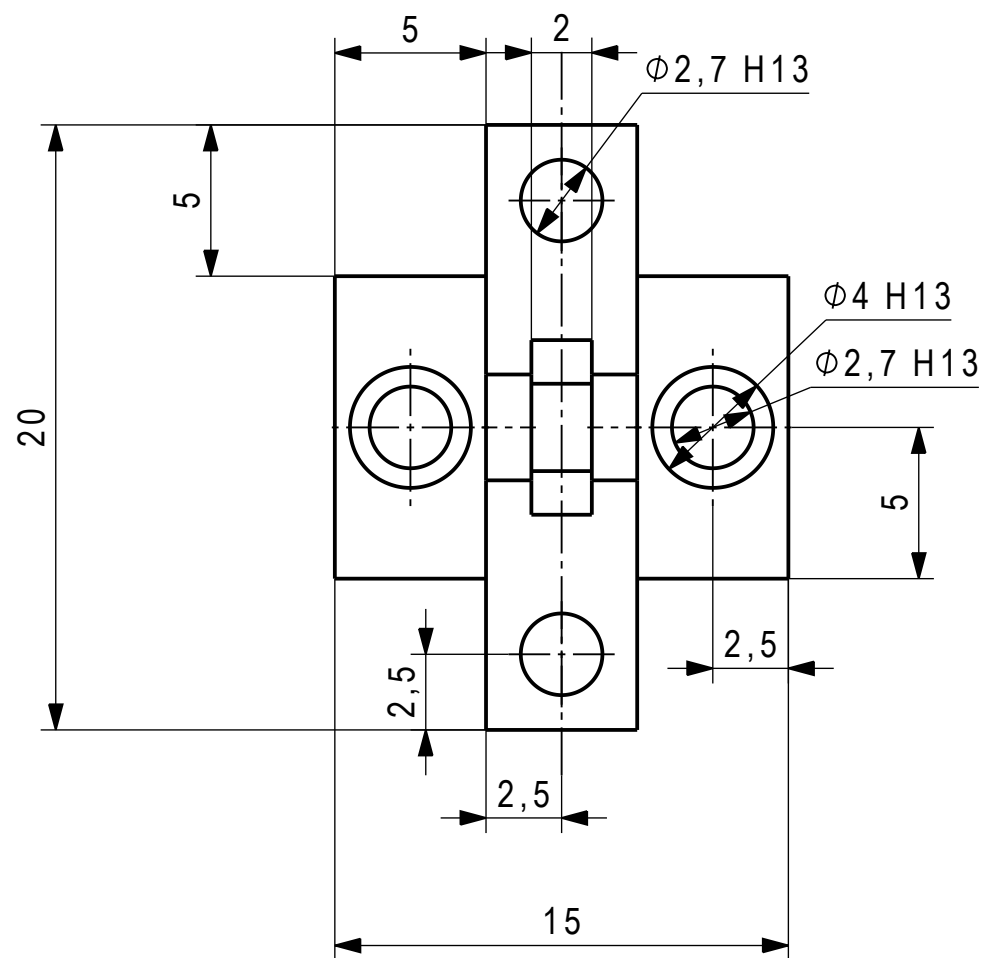
F




Tolérances Générales : ISO 2768-mk

Ra 6,3

Mod.		Mod.		Dessiné	10.05.2023	Groupe 36		Echelle 2:1	
				Contrôlé					
				Conf aux norm					
				Bon pour exéc.					
Sans nomenclature séparée <input type="checkbox"/>				N° de commande					
Nomenclature sép de même N° <input type="checkbox"/>		Matiere	Acier Inox	Origine		Format A4	Nb feuilles 1		Feuille N° 1
Nomenclature sép de N° diff <input type="checkbox"/>		Masse	0,002 kg	Remplace					
EPFL		Dénomination Screw				N° de dessin			



Vue Isométrique :

Tolérances Générales : ISO 2768-mk  Ra 6,3

Mod.			Mod.		Dessiné	12.05.2023	Groupe 36		Echelle	
					Contrôlé			4:1		
					Conf aux norm					
					Bon pour exéc.					
Sans nomenclature séparée			<input type="checkbox"/>			N° de commande				
Nomenclature sép de même N°			<input type="checkbox"/>	Matiere	POM	Origine	Format	Nb feuilles		Feuille N°
Nomenclature sép de N° diff			<input type="checkbox"/>	Masse	0,001 kg	Remplace	A3	1		1
				Dénomination			SliderFixtureM25			N° de dessin