

Conception d'un axe motorisé rectiligne équilibré statiquement dédié à une balance de Kibble

Bachelor IV Microtechnique 2020

Groupe 31

Antoine Perrin Alicia Mauroux Lara Laamari William Provenaz
Xavier Nal

30 août 2022



EPFL

Table des matières

1	Introduction	1
2	Principe de fonctionnement du mécanisme développé	3
2.1	Explication du principe de fonctionnement	3
2.1.1	Principe général de la balance	3
2.1.2	Principe du guidage rectiligne	3
2.1.3	Principe de l'équilibrage statique	4
2.2	Schémas cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales . .	5
2.3	Calcul de la mobilité selon la méthode de Grübler et discussion des éventuels hyperstatismes	5
2.4	Implémentation des guidages flexibles	6
2.4.1	Angles pour choix des dimensions	6
2.5	Mise en évidence des concepts originaux et explications spécifiques à la solution retenue	9
2.5.1	Idée 1	9
2.5.2	Idée 2	10
2.5.3	Idée 3	10
2.5.4	Idée 4	11
3	Dimensionnement du mécanisme	11
3.1	Cinématique	11
3.2	Mouvement parasites	12
3.3	Contrainte mécaniques	12
3.4	Rigidité transverse	13
3.5	Équilibrage statique	14
3.5.1	Compensation de la gravité	14
3.5.2	Compensation de la rigidité	16
3.6	Ressorts	18
3.6.1	Choix des ressorts	18
3.6.2	Dimensionnement des ressorts	20
3.7	Somme des énergies	21
3.8	Force résistive résiduelle	22
3.9	Rigidité tangentielle résiduelle	23
3.10	Masse réduite	23
3.11	Force de rebroussement	26
3.12	Accélération de rebroussement	27
3.13	Durée et distance de rebroussement	27
3.14	Période de fonctionnement	30
4	Construction	31
4.1	Argumenter les choix faits pour la construction	31
4.2	Argumenter les choix des matériaux	31
4.3	Simulations	32
5	Conclusion	32

6 Annexes	34
6.1 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme	34

1 Introduction

Nous avons réalisé, dans le cadre de notre cours de Conception de mécanismes II, un projet de guidage flexible. Nous devions réaliser la partie guidage flexible d'une balance de Kibble. L'objectif du projet était d'imaginer un mécanisme n'ayant qu'un seul degré de liberté tout en étant équilibré statiquement sur une course totale de 30 mm.

Depuis 2019, le kilogramme est mesuré à l'aide de la balance de Kibble. Pour mesurer avec précision, la balance effectue 2 mesures : l'une statique et l'autre dynamique. La mesure dynamique consiste à déplacer verticalement, à vitesse constante, la cellule de pesée dans un champ magnétique. Notre mécanisme doit précisément permettre de faire cette phase dynamique. Nous devons donc réaliser un mécanisme sans frottement, qui compense la rigidité et compense la pesanteur afin de pouvoir utiliser un petit actionneur pour minimiser les champs magnétiques parasites.

Cahier des charges

1. Course verticale à vitesse constante (mouvement du chariot mobile, Fig.3) : $s = 30 \text{ mm}$.
2. Vitesse de déplacement du chariot sur la course s : $v = 2 \text{ mm/s} \pm 1 \mu\text{m/s}$
3. Erreur de rectitude admissible du point P par rapport à l'axe vertical Z sur la course s : $-1 \mu\text{m} \leq \varepsilon_{X,Y} \leq +1 \mu\text{m}$,
4. Rotations parasites du chariot mobile admissibles sur la course s : $-50 \mu\text{rad} \leq \theta_{X,Y} \leq +50 \mu\text{rad}; -1 \mu\text{rad} \leq \theta_Z \leq +1 \mu\text{rad}$.
5. Charge embarquée lors de la phase dynamique : $m = 3 \text{ kg}$. Note : Il s'agit de la cellule de pesée, de la bobine principale et de la suspension (Fig.3). La masse à étalonner n'est pas embarquée durant cette phase.
6. Le mécanisme est équilibré *statiquement*² au moyen de ressorts, ou d'autres types d'éléments élastiques, de telle sorte que la force motrice requise pour déplacer le chariot à vitesse constante, en tout point de sa course s, reste comprise entre les valeurs suivantes : $-0.8N \leq F_{mot} \leq +0.8N$. L'utilisation de contrepoids pour l'équilibrage statique est à éviter autant que possible, afin d'éviter d'augmenter l'inertie du mécanisme, ce qui rallongerait le temps et la course de rebroussement.
7. L'encombrement du mécanisme doit être contenu dans un cylindre de 600 mm de diamètre et de 800 mm de haut (Fig.4).
8. Le point d'accroche P de la cellule de pesée se déplace le long de l'axe vertical Z situé à une distance comprise entre 0 et 200 mm de l'axe du cylindre d'encombrement.
9. Le mécanisme est basé sur des articulations flexibles et est dénué de tout frottement de glissement ou frottement de roulement qui seraient néfastes à la précision de mesure et peu compatible avec un fonctionnement dans le vide (dégazage des lubrifiants et libération de particules d'usure).
10. Les rigidités transverses du mécanisme selon ses axes X et Y doivent être maximisées (valeur indicative $K_{X,Y} > 0.1N/\mu\text{m}$)

Critère d'optimisation

Minimiser le temps de rebroussement t_r et le chemin de rebroussement s_r (Fig. 3) nécessaires pour stopper, puis réaccélérer le chariot en sens inverse, après le parcours du chemin utile s à vitesse constante, sachant que l'actionneur peut fournir au maximum une force de $-2N \leq F_{mot}^{max} \leq +2N$. L'actionneur électodynamique utilisé est le modèle LVCM-032-076-02 de MOTICONT (Fig. 5).

2 Principe de fonctionnement du mécanisme développé

2.1 Explication du principe de fonctionnement

2.1.1 Principe général de la balance

Notre mécanisme permet de faire faire une course verticale de 30mm avec un poids de 3kg. La course est réalisée grâce à un actionneur qui va exercer une faible force sur le poids. Tout au long de la course, le poids et la rigidité sont compensés, à l'aide de ressorts, afin de diminuer la force motrice nécessaire pour faire bouger le mécanisme.

Celui-ci a été conçu sur 3 plans différents mais peut être facilement résumé grâce à un schéma idéal en 2D. Sur le plan du milieu on trouve une table à 4 lames, surplombée d'un levier, et un ressort. Les plans des cotés sont composé de ressort pour compenser la rigidité.

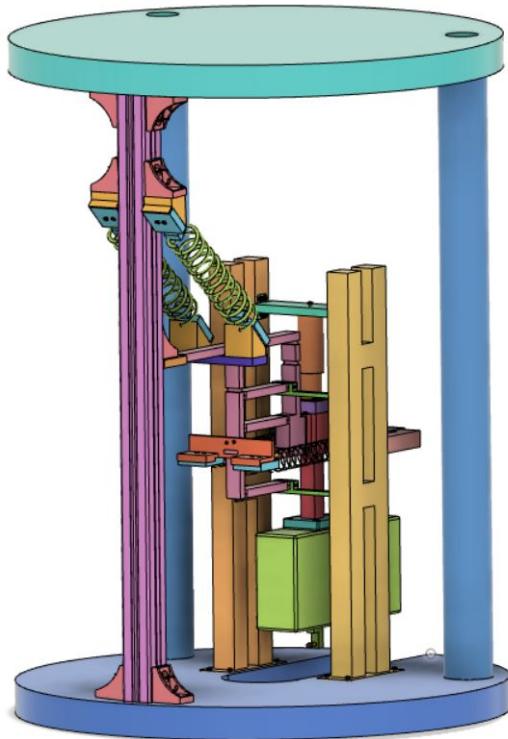


FIGURE 1 – Balance de Kibble

2.1.2 Principe du guidage rectiligne

Le guidage rectiligne est réalisé à l'aide d'une table à 4 lames parallèles et d'un levier, qui enlève les mouvements parasites.

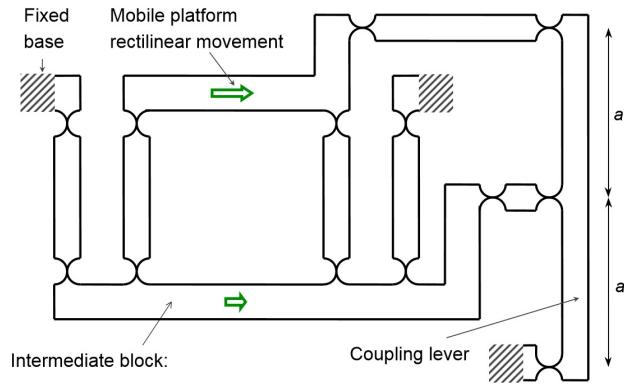


FIGURE 2 – Guidage rectiligne

2.1.3 Principe de l'équilibrage statique

L'équilibrage statique consiste à compenser la gravité et la rigidité de notre système.

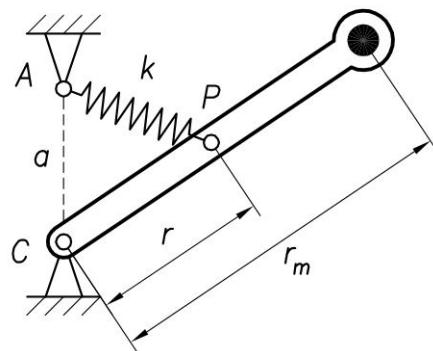


FIGURE 3 – Compensation de la gravité

La compensation de la gravité se fait sur le principe vu en cours à l'aide d'un ressort relié à la structure.

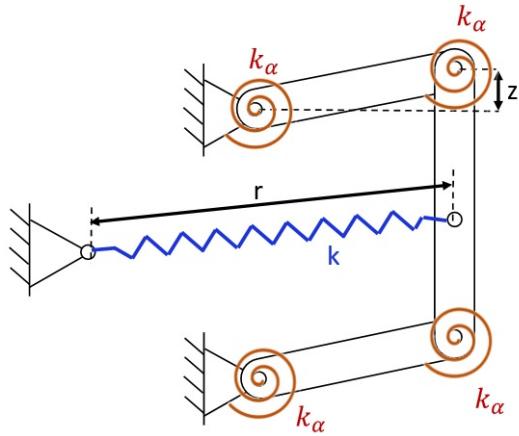


FIGURE 4 – Compensation de la rigidité :

La compensation de la rigidité se fait aussi sur un autre principe vu en cours. On utilise aussi un ressort relié à la terre.

2.2 Schémas cinématique du mécanisme représenté avec des articulations idéales

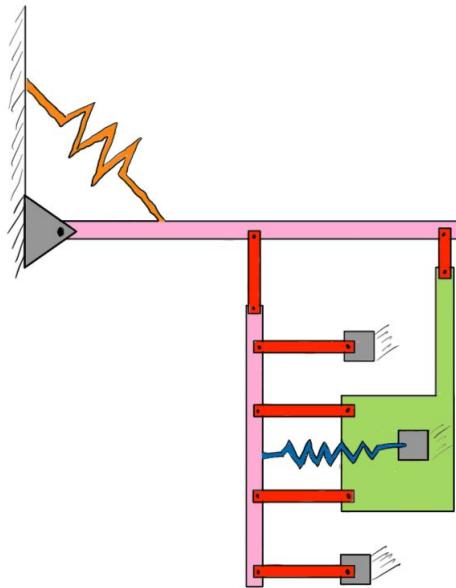


FIGURE 5 – Schéma idéal

2.3 Calcul de la mobilité selon la méthode de Grubler et discussion des éventuels hyperstatismes

Sachant que le mécanisme que nous utilisons se situe intégralement sur un plan, nous avons pu calculer Grubler avec les formules de 2D, et non 3D.

Méthode de Grubler :

b : le nombre de boucle
 k : le nombre de joint
 n : le nombre de segment
 M : la mobilité
 DOF : degré de liberté
 DOH : degré d'hyperstatisme

$$\begin{cases} M &= \sum_{ddi} -6 \times b \\ b &= k - n + 1 \end{cases}$$

$$k = 13 \quad n = 10 \quad b = 4$$

$$M = 13 - 4 \times 3$$

$$M = 13 - 12$$

$$M = 1$$

$$DOF = 1$$

$$DOH = DOF - M$$

$$DOH = 1 - 1$$

$$DOH = 0$$

2.4 Implémentation des guidages flexibles

2.4.1 Angles pour choix des dimensions

Après avoir choisi le mécanisme que nous allions utilisé, il a été nécessaire de choisir les dimensions de différentes pièces.

La contrainte principale que nous avons dû respecter lors du choix des dimensions des différentes pièces, a été de respecter l'angle maximal admissible pour chaque lame.

Sachant que le matériau utilisé au niveau des cols est le Titane 6Al-4V (voir argumentation 4.2) nous avons :

- un module de Young de : $E = 114 \text{ GPa}$ et
- un σ_{adm} de : 550 MPa pour une durée de vie de : $2 * 10^6$ cycles.
- un facteur de sécurité : de 2

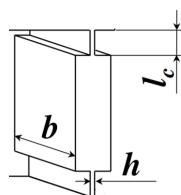


FIGURE 6 – Cols

Les dimensions de nos cols étant :

- $l_c = 5 \text{ mm}$
- $h = 0,1 \text{ mm}$
- $b = 20 \text{ mm}$

La course angulaire maximale que peuvent effectuer ces lames est donc :

$$\begin{aligned}\alpha_{Max} &= \frac{2 \times \sigma_{adm} \times l}{E \times h} \\ &= \frac{2 \times 275 \times 10^6 \times 5 \times 10^{-3}}{114 \times 10^9 \times 0,1 \times 10^{-3}} \text{ rad}\end{aligned}$$

On obtient :

$$\begin{aligned}\alpha_{Max} &= 0,2412 \text{ rad} \\ \alpha_{Max} &= 13,8214^\circ\end{aligned}$$

Pour être sûr qu'avec les facteurs de sécurité compris et la distance d'accélération et décélération comprise, le mécanisme est capable d'effectuer une course de 92 mm au total (soit 46 mm vers le haut et le bas réciproquement). Cependant des butées limitent la course à 50 mm (soit 25 mm de chaque côté) afin d'éviter tout problème de choc. Dans ce rapport les graphiques fonctionnent pour une course allant jusqu'à 60 mm.

Tout d'abord il est nécessaire de lier les angles aux longueurs des lames (tous les calculs ci-dessous ce fond en $^\circ$ et mm) :

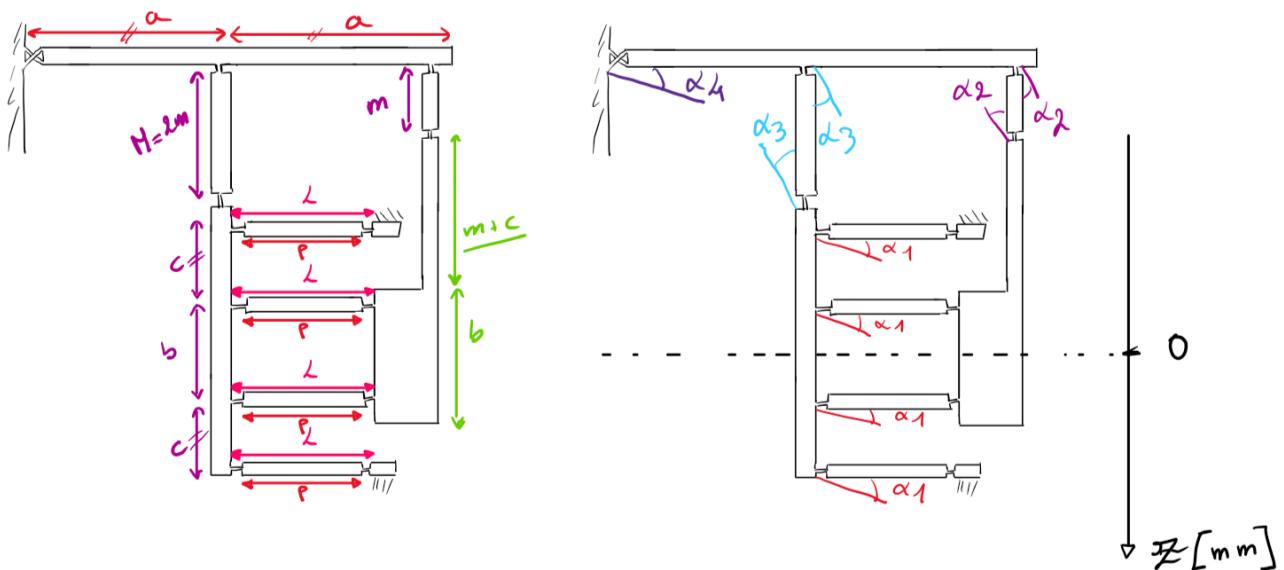


FIGURE 7 – Légende des angles et longueurs du mécanisme

Expression des angles en fonction du mouvement de la cellule de pesé en fonction de z :

$$\begin{aligned}
\alpha_1 &= \arcsin\left(\frac{z}{2L}\right) \\
\alpha_2 &= \arcsin\left(\frac{z}{2a}\right) + \arcsin\left(\frac{\text{mouv.para.horz}_2}{m}\right) \\
\iff \alpha_2 &= \arcsin\left(\frac{z}{2a}\right) + \arcsin\left(\frac{2a - \sqrt{(2a)^2 - (z)^2}}{m}\right) \\
\alpha_3 &= \arcsin\left(\frac{z}{2a}\right) + \arcsin\left(\frac{\text{mouv.para.horz}_3 + \text{depl.para.table}}{2m}\right) \\
\iff \alpha_3 &= \arcsin\left(\frac{z}{2a}\right) + \arcsin\left(\frac{a - \sqrt{(a)^2 - (\frac{z}{2})^2} + L - \sqrt{(L)^2 - (\frac{z}{2})^2}}{2m}\right) \\
\alpha_4 &= \arcsin\left(\frac{z}{2a}\right)
\end{aligned}$$

Cependant notre système à des mouvements parasites internes, qui n'empêche pas son fonctionnement mais qui sont importants pour les calculs de la partie 2.4.1.

Sur le schéma ci-dessous sont représentés les 3 mouvements parasites internes.

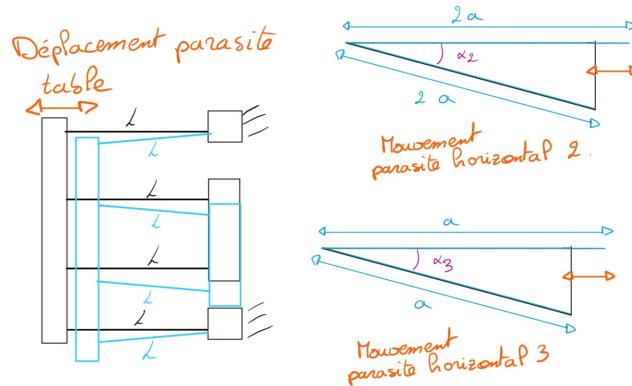


FIGURE 8 – Mouvement parasites internes nécessaire pour le calcul des angles

On a

$$\begin{aligned}
\text{mouv.para.horz}_3 &= a - \sqrt{(a)^2 - \left(\frac{z}{2}\right)^2} \\
\text{depl.para.table}_3 &= L - \sqrt{(L)^2 - \left(\frac{z}{2}\right)^2}
\end{aligned}$$

et

$$\text{mouv.para.horz}_2 = 2a - \sqrt{(2a)^2 - (z)^2}$$

Pour respecter dans chaque cas la condition de $\alpha_{Max} < 13,8^\circ$, les longueurs suivantes ont été retenues :

$$\begin{aligned} l &= 90\text{mm} \\ a &= 125\text{mm} \\ b &= 40\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= 100\text{mm} \\ c &= 40\text{mm} \\ m &= 20\text{mm} (\text{d'où } M = 40\text{mm}) \end{aligned}$$

Il en résulte les courses angulaires maximales suivantes :

- $\alpha_{1max} = 4,30^\circ$
- $\alpha_{2max} = 4,08^\circ$
- $\alpha_{3max} = 4,16^\circ$
- $\alpha_{4max} = 3,44^\circ$

Nos angles maximum respectent donc les contraintes imposé.

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

2.5.1 Idée 1

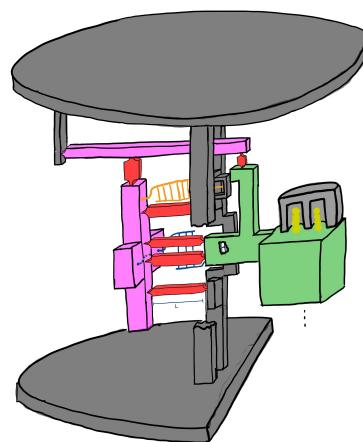
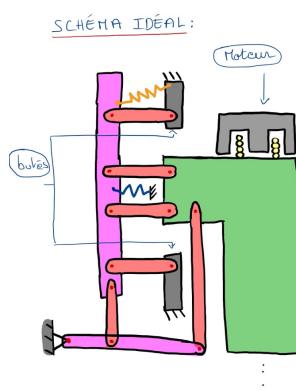


FIGURE 9 – schéma cinématique

FIGURE 10 – schéma réel

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pré-dimensionnement pratique ($<10\text{cm}$) - Grande marge de manoeuvre - Usinage et assemblage pratique - Partie calculatoire nous semble plus aisée que l'idée 2 	/

2.5.2 Idée 2

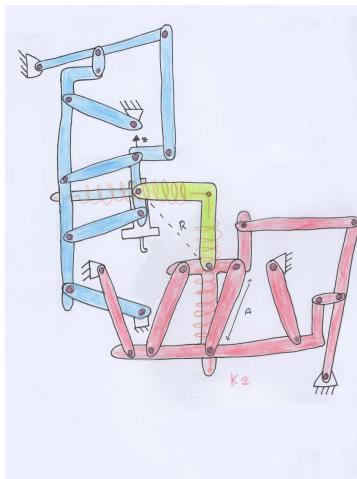


FIGURE 11 – schéma cinématique

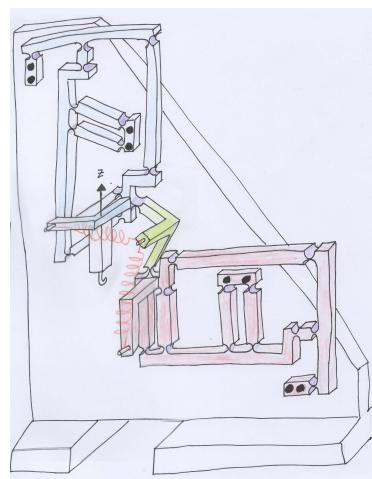


FIGURE 12 – schéma réel

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pré-dimensionnement pratique - Bonne marge de manœuvre - Idée originale 	<ul style="list-style-type: none"> - Usinage 2D pratiques mais de nombreux cols \iff peu pratique

2.5.3 Idée 3

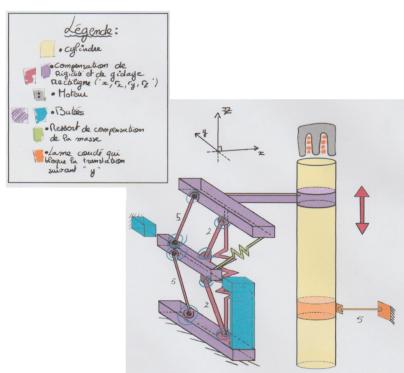


FIGURE 13 – schéma cinématique

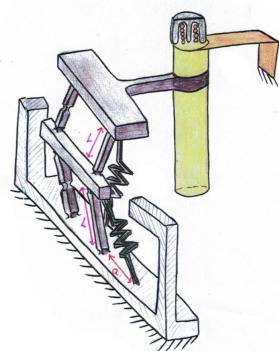


FIGURE 14 – schéma réel

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Mécanisme simple 	<ul style="list-style-type: none"> - Demande beaucoup de place - Marge de manœuvre limitée - Usinage et assemblage peu pratique

2.5.4 Idée 4

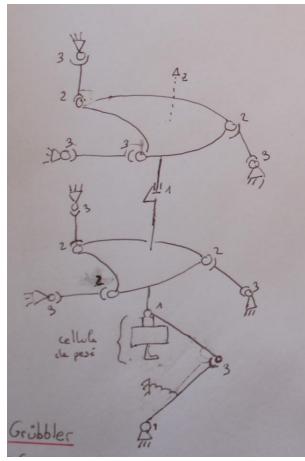


FIGURE 15 – schéma cinématique



FIGURE 16 – schéma réel

Avantages	Inconvénients
/	<ul style="list-style-type: none"> - Demande beaucoup de place - Peu de marge de manoeuvre - Usinage et assemblage peu pratique

3 Dimensionnement du mécanisme

3.1 Cinématique

Les angles maximums ont été calculés dans la section précédente. Ce graphique représente le débattement de tous les pivots et ressorts de notre système :

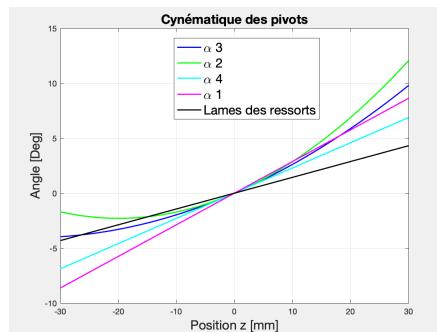


FIGURE 17 – Angles en fonction de z

3.2 Mouvement parasites

Nous avons essayé de minimiser au maximum les mouvement parasites de notre mécanisme. Pour le calcul de nos mouvements parasites nous nous sommes inspiré de la thèse "Conception d'Axes Motorisés Rectilignes d'Ultra-Haute Précision" de Florent COSANDIER, puisque nous utilisons également une table à 13 cols. C'est de cette thèse que nous tirons la formule suivante pour le calcul de notre mouvement parasite :

$$\epsilon_{rect} \approx \frac{(M - 2m)s^5}{64a^3Mm}$$

- a : la demi-longueur du levier d'asservissement
- M : la longueur de la bielle de liaison arrière
- m : la longueur de la bielle de liaison avant
- s : la position verticale de l'organe terminal

Nous avons choisi $M = 2m$, affin que notre résultat soit :

$$\epsilon_{rect} \approx \frac{(2m - 2m)s^5}{64a^3(2m)m} = 0$$

Nous pouvons ainsi affirmer que notre mouvement parasite est assez petit pour qu'on puisse le considérer nul.

3.3 Contrainte mécaniques

Nous pouvons en connaissant la course du système les contraintes maximales dans chaque pivots et dans chaque ressorts.

pour les pivots à lame simple :

$$\alpha_M = \frac{\sigma l}{Eh} \iff \sigma_{max} = \frac{\alpha_{max} Eh}{l}$$

pour les pivots à lame croisées :

$$\alpha_{adm} = \frac{2\sigma_{adm}l}{Eh} \iff \sigma_{max} = \frac{\alpha_{adm} Eh}{2l}$$

Ce qui nous donne en valeurs numériques :

$$\begin{aligned} \sigma_{max_{table}} &= 216 \text{ MPa} & \sigma_{max_m} &= 205 \text{ MPa} \\ \sigma_{max_M} &= 209 \text{ MPa} & \sigma_{max_{lame.croisees}} &= 86 \text{ MPa} \end{aligned}$$

On voit que les $\sigma_{max} < \frac{\sigma_{el}}{2} = 275 \text{ MPa}$

pour les ressorts, nous avons :

$$x_{adm} \cong \frac{n\tau_{adm}\pi D^2}{Gd} \iff \tau_{max} \cong \frac{x_{max}Gd}{n\pi D^2}$$

Ce qui nous donne en valeur numériques

$$\tau_{max_{gravite}} = 6 MPa$$

$$\tau_{max_{rigidite}} = 4,6 MPa$$

On voit que les $\tau_{max} < \frac{\tau_{el}}{2} = \frac{\sigma_{el}}{2} \times 0,7 = 192,5 MPa$

3.4 Rigidité transverse

La rigidité tangentielle résiduelle de notre mécanisme et porte par 21 pivots (22 lames fines). Nous l'avons pris aux point extrêmes d'une course totale de 40 mm pour prendre en compte la distance de rebroussement. Nous avons fait en sorte que nos rigidité transverses $k_{X,Y}$ soit au moins supérieur à $0,1 N/\mu m$

Ci-dessous les formules de calcules de rigidité accompagné de leurs graphiques matlab. Nous nous sommes servis des formules donné dans le cour de *M. Henein*. L'épaisseur b correspond à l'épaisseur de nos lames, nous avons retenu la valeur de $b = 20mm$:

Rigidité de cisaillement

$$K_{cis}^t = 22 \times \frac{12 \times E \times I_x}{l^3}$$

$$\Leftrightarrow K_{cis}^t = 22 \times \frac{12 \times E \times h \times b^3}{12 \times l^3}$$

On se retrouve donc avec une rigidité tangentielle totale :

$$K_{cis}^t = 16,05 N/m$$

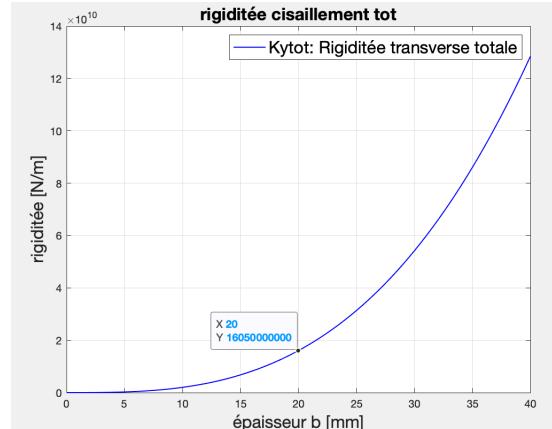
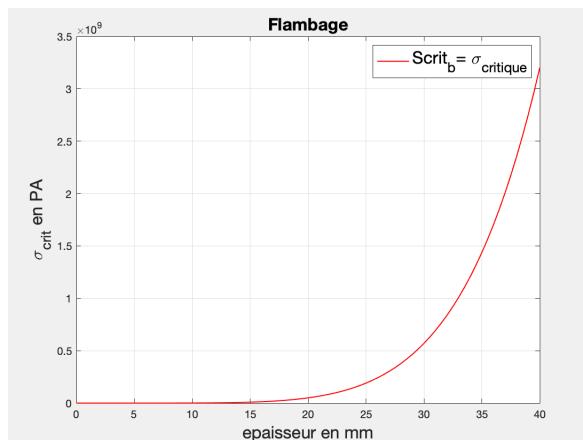


FIGURE 18 – Rigidité de cisaillement



Rigidité de flambage

$$\sigma_{crit} \approx \pi^2 \times E \times \left(\frac{r}{l}\right)^2$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{crit} \approx \pi^2 \times E \times \left(\frac{I}{A \times l^2}\right)$$

On se retrouve donc avec une rigidité de flambage de :

$$\sigma_{crit} \approx 50.01 MPa$$

FIGURE 19 – Rigidité de flambage

Rigidité du moment de flexion

$$K_{\alpha M} = \frac{E \times I_y}{l}$$

$$K_{\alpha M} = \frac{E \times b \times h^3}{12 \times l}$$

On se retrouve donc avec une rigidité du moment de flexion de :

$$K_{\alpha M} = 608 \text{ kN/m}$$

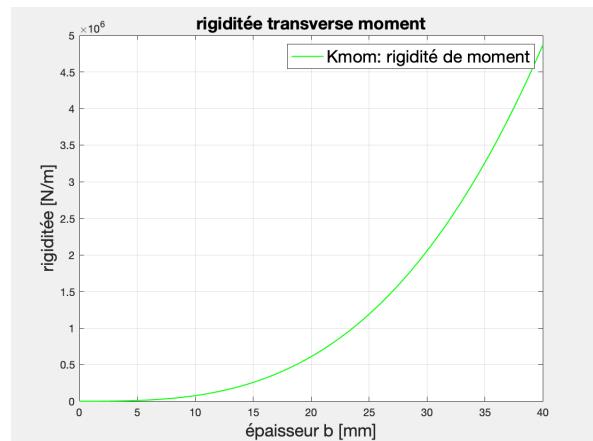
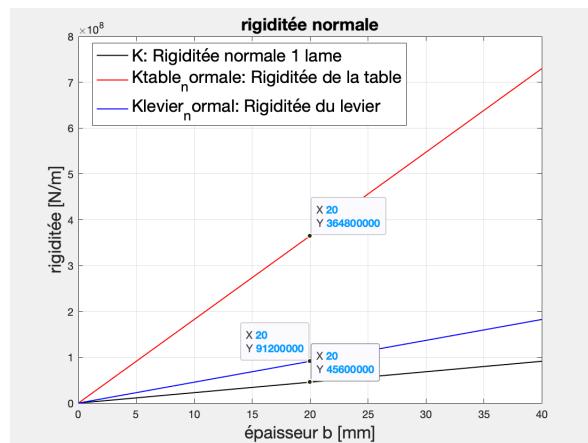


FIGURE 20 – Rigidité du moment de flexion



Rigidité de traction compression

$$K_{trac} = \frac{b \times h \times E}{l}$$

On se retrouve donc avec une force en traction/compression de :

$$K_{trac/lame} = 45,6 \text{ MPa}$$

$$K_{trac/levier} = 91,2 \text{ MPa}$$

$$K_{trac/table} = 364,8 \text{ MPa}$$

FIGURE 21 – Rigidité de traction compression

3.5 Équilibrage statique

3.5.1 Compensation de la gravité

Pour compenser la gravité, nous avons utilisé le principe figure 22 :

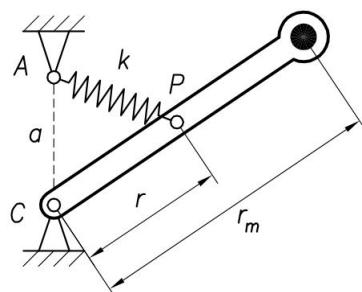


FIGURE 22 – compensation de la gravité

Cependant, le ressort de ce système est un ressort parfait donc qui a une longueur initiale nulle. Dans la pratique, celui-ci a une longueur initiale x_0 nous avons du ajuster les points d'attache du ressort pour se rapprocher du système idéal. Veiller trouver figure 23 la géométrie du système.

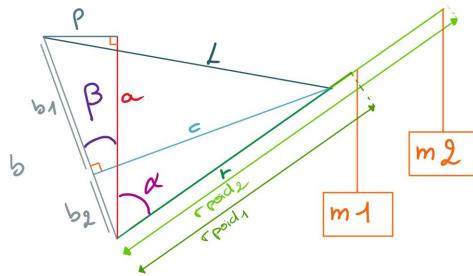


FIGURE 23 – implémentation pratique

Nous allons fixer le ressort au levier de la table à 13 pivots (figure 5). Nous pouvons à partir des données calculer ΔL l'élongation du ressort :

$$b = \sqrt{l^2 + a^2}$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{l}{b}\right)$$

$$b_2 = r \cos \alpha + \beta$$

$$b_1 = b - b_2 = \sqrt{l^2 + a^2} - r \cos(\alpha + \beta)$$

$$c = r \sin \alpha + \beta$$

$$L = \sqrt{b_1^2 + c^2} = \sqrt{(\sqrt{l^2 + a^2} - r \cos(\alpha + \beta))^2 + (r \sin \alpha + \beta)^2}$$

$$\Delta L = L - x_0 = \sqrt{b_1^2 + c^2} = \sqrt{(\sqrt{l^2 + a^2} - r \cos(\alpha + \beta))^2 + (r \sin \alpha + \beta)^2} - x_0$$

Grâce à l'élongation, nous pouvons obtenir l'énergie du ressort

$$E_{ressort} = \frac{1}{2}k\Delta L^2$$

L'énergie potentielle de pesanteur est donnée par :

$$E_{pesanteur} = m_1 g z_1 + m_2 g z_2 = m_1 g r_{poid1} \cos \alpha + m_2 g r_{poid2} \cos \alpha$$

nous obtenons l'énergie totale :

$$E_g = E_{ressort} + E_{potentielle}$$

Après plusieurs essais nous avons obtenu les dimensions optimales :

$$m_1 = 250 \text{ g}$$

$$m_2 = 3374 \text{ g}$$

$$r_{poid1} = 125 \text{ mm}$$

$$r_{poid2} = 250 \text{ mm}$$

$$l = 54 \text{ mm}$$

$$a = 100 \text{ mm}$$

$$x_0 = 100 \text{ mm}$$

$$r = 50 \text{ mm}$$

$$k = 2 \times 2810 \text{ N/m}$$

Nous pouvons voir que avec ces dimensions, nous obtenons une énergie quasi-constante (figure 24) ainsi qu'une force résiduelle comprise entre ± 0.8 Newton (figure 25)

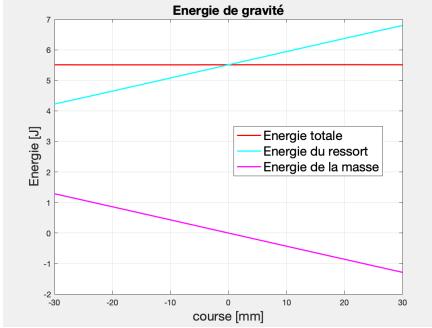


FIGURE 24 – Énergie de gravité $E_g(z)$



FIGURE 25 – Force résiduelle de gravité

Les ressort fabriqués ayant une rigidité d'une incertitude de 10% nous devons pouvoir régler un paramètre afin de compenser d'éventuel changement. Nous avons choisi de faire varier l . Après simulation nous constatons que il suffit de augmenter ou de diminuer l de ± 5 mm. Pour réaliser cela, nous fixons notre ressort à un profilé d'aluminium, cela nous permet de faire coulisser celui-ci selon l'axe l .

3.5.2 Compensation de la rigidité

Pour compenser la gravité, nous avons utilisé le principe figure 26 :

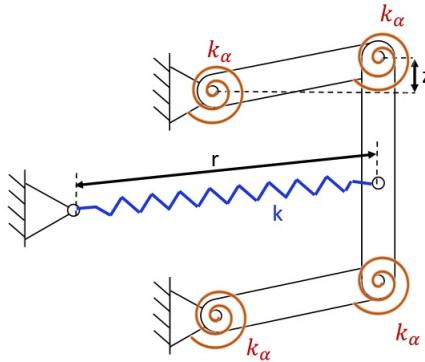


FIGURE 26 – Système de compensation de rigidité

Nous attachons le ressort comme sur la figure 5. Ici aussi, le ressort a une longueur initiale x_0 . Il est implanté sur notre système figure 27

Nous pouvons à partir des données calculer ΔL l'élongation du ressort :

$$\alpha = 2\beta$$

$$D = L \sin \beta$$

$$A = a_1 + a_2 = 2L \cos \beta$$

$$\Delta L = 2L - A - x_0$$

$$\Delta L = 2L\left(1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right) - x_0$$

Grâce à l'élongation, nous pouvons obtenir l'énergie du ressort :

$$E_{ressort} = \frac{1}{2}k\Delta L^2$$

L'énergie des pivots est : (α_2 α_3 spécifiés en 2.4.1)

$$\begin{aligned} E_{pivot} &= E_{table} + E_{pivot.ressort} + E_{lame.croises} + E_m + E_{2m} \\ E_{pivot} &= 8\frac{1}{2}k_p\alpha^2 + 6k_p(\frac{\alpha}{2})^2 + \frac{1}{2}k_{lame.croisees}(\frac{L}{L_{levier}}\alpha)^2 + 2\frac{1}{2}k_p\alpha_2^2 + 2\frac{1}{2}k_p\alpha_3^2 \end{aligned}$$

Nous obtenons l'énergie totale :

$$E_{el} = E_{ressort} + E_{pivot}$$

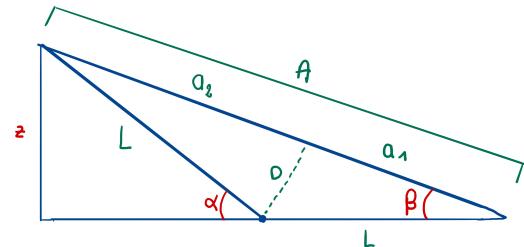
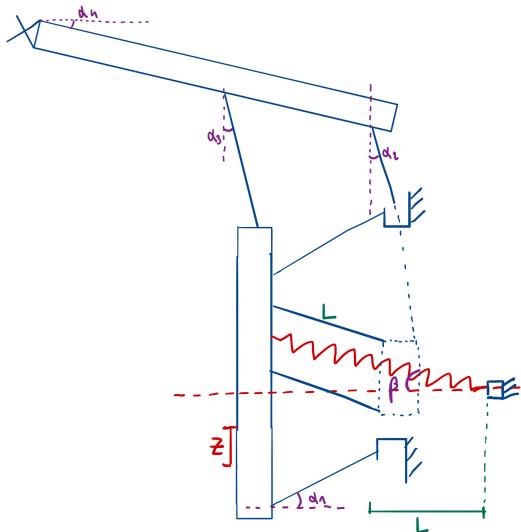


FIGURE 28 – Schéma géométrique

FIGURE 27 – Implémentation du système de compensation de rigidité

Après plusieurs essais nous avons obtenu les dimensions optimales :

$$\begin{aligned} k &= 2 \times 50.3 \text{ N/m} \\ x_0 &= 100 \text{ mm} \end{aligned}$$

Nous pouvons voir que avec ces dimensions, nous obtenons une énergie quasi-constante (figure 29) ainsi qu'une force résiduelle comprise entre ± 0.8 Newton (figure 30)

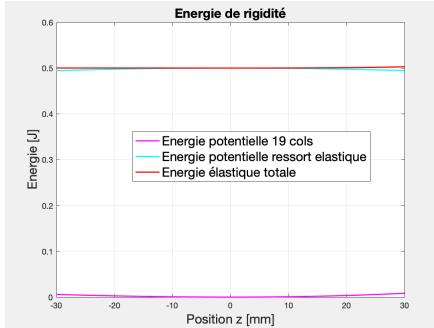


FIGURE 29 – Énergie de rigidité $E_{el}(z)$

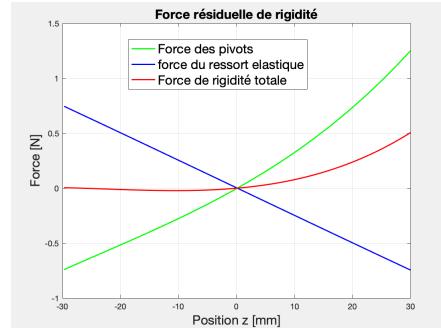


FIGURE 30 – force résiduelle de rigidité

Ici les différences de $\pm 10\%$ de la rigidité des ressorts de compensation n'influent que très peu sur la force résiduelle (-0.4 au lieu de 0.3 pour la force résiduelle max). Il n'est donc pas nécessaire de régler les ressorts.

3.6 Ressorts

3.6.1 Choix des ressorts

Pour les ressorts de notre mécanisme, nous avions à la fois besoin d'une grande rigidité et donc d'une épaisseur importante mais également d'une course suffisamment grande sans arriver dans des dimensions de ressorts trop élevées. Nous étions très intéressé par le fait d'utiliser des ressorts flexibles car il nous paraît plus facile de les assembler à notre mécanisme. Nous voulions usiner l'une des extrémités de notre ressort directement avec les autres éléments et laisser un bloc à l'autre extrémité qui était ainsi facile à assembler avec une vis.

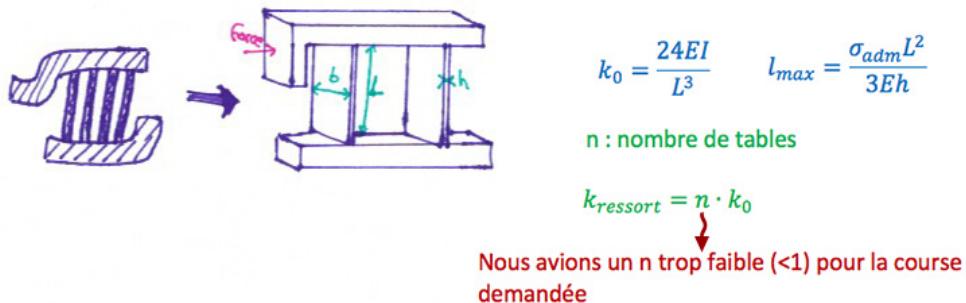
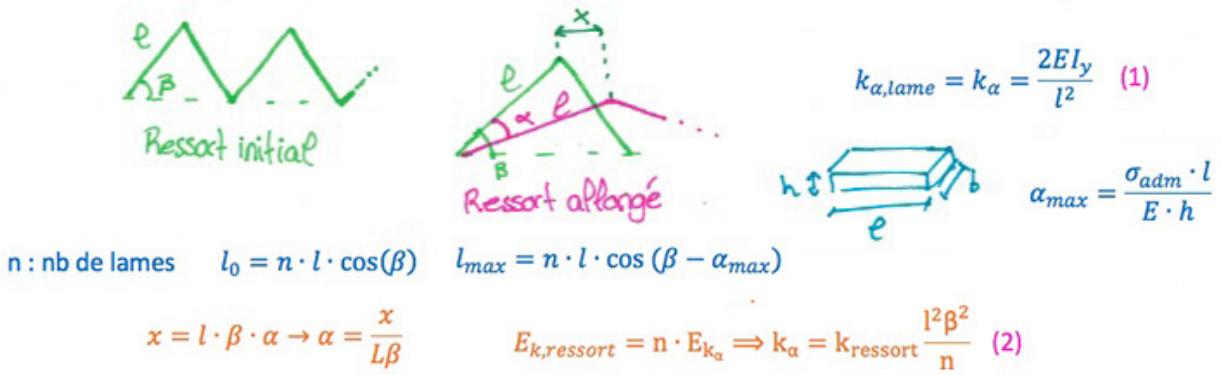


FIGURE 31 – ressorts sous forme de tables parallèles

Nous nous sommes tout d'abord dirigé sur des ressorts flexibles sous forme de tables parallèles. Mais avec les restrictions de dimensions, nous ne parvenions pas à avoir un ressort à la fois suffisamment rigide par rapport à nos besoins mais avec une course suffisante. Pour avoir la course que nous souhaitions, il nous fallait une longueur de lame trop grande.



→ En utilisant (1) et (2), nous avions besoin de dimensionnement trop élevé pour nous permettre d'avoir La rigidité du ressort voulue

FIGURE 32 – ressorts triangles

Nous avons par la suite essayé d'étudier des ressorts formés d'une suite de lames coudées, que nous avons appelé les "ressorts triangles". Mais le rapport entre la longueur au repos et la course admissible était trop faible, cela sortait à nouveau de nos possibilités de dimensionnement.

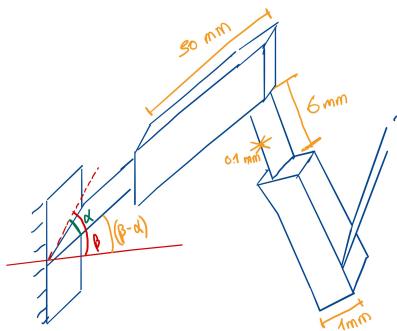


FIGURE 33 – ressorts triangles améliorés

Nous avons, par la suite, essayé d'améliorer nos ressorts triangles en y ajoutant des blocs tel qu'illustré en figure 23. Le graphique ci-dessous montre la longueur du ressort au repos (en rouge) et la course totale du ressort (en bleu) en fonction de l'angle β . On voit que l'angle de 80 degrés correspondait aux dimensions idéales, cependant il ne nous permettait pas d'atteindre la course que nous recherchions, à savoir 0.1mm. Nous ne parvenions pas à aller au delà de 80 degrés.

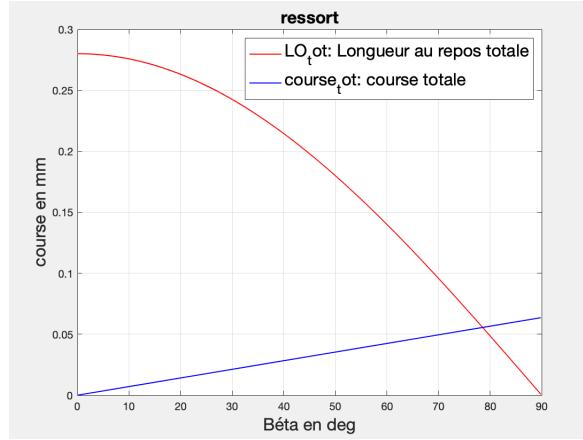


FIGURE 34 – l_0 et l maximale en fonction de bêta

Nous nous sommes donc tournés vers des ressorts industriels qui nous paraissaient, après les résultats ci-dessus, bien plus simples. Du fait de sa forme hélicoïdale, le rapport entre la longueur initiale et la course maximale est bien plus avantageux par rapport à nos besoins.

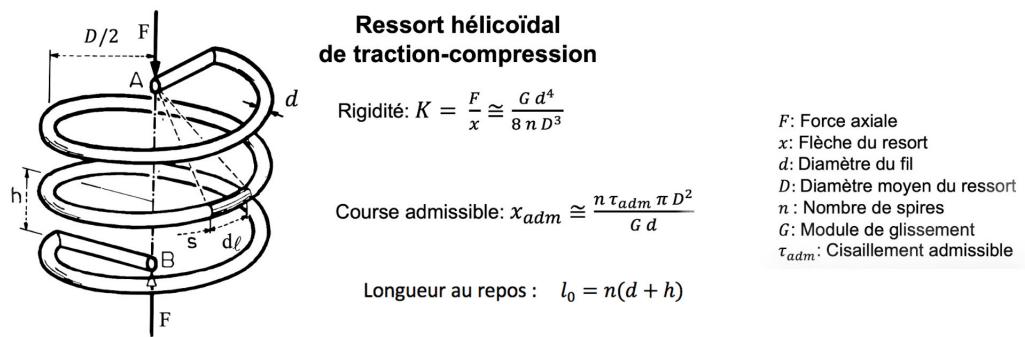


FIGURE 35 – ressort hélicoïdaux, formules

3.6.2 Dimensionnement des ressorts

Dans notre longueur au repos, nous devons prendre en compte les 30mm illustré en figure 26, la réelle longueur au repos de notre ressort étant donc plus petite.

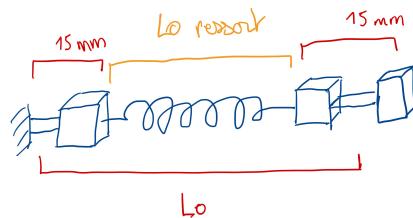


FIGURE 36 – longueur au repos

Nous avons choisi, comme matériau, le titane (grade 5) pour nos ressorts car il possède de bonnes propriétés de traction (à température ambiante) et il a une excellente résistance à la fatigue et à la propagation des fissures.

Nos deux ressorts pour compenser la **gravité** a les dimensions suivantes :

$$\begin{array}{ll}
 D = 36\text{mm} & d = 4.2 \text{ mm} \\
 h = 0 \text{ mm} & K = 2.813 \times 10^3 \text{ Nm} \\
 n = 12.15 \text{ spires} & L_{max} = 55.3 \text{ mm} \\
 LO = 100 \text{ mm} & LO_{ressort} = 51 \text{ mm}
 \end{array}$$

Nos deux ressorts pour compenser la **rigidité** ont chacun les dimensions suivantes :

$$\begin{array}{ll}
 D = 25\text{mm} & d = 1.2 \text{ mm} \\
 h = 0 \text{ mm} & K = 50.4 \text{ Nm} \\
 n = 13.5 \text{ spires} & L_{max} = 103.7 \text{ mm} \\
 LO = 100 \text{ mm} & LO_{ressort} = 43 \text{ mm}
 \end{array}$$

Afin d'atteindre le LO théorique de 100mm nous jouons sur la longueur des attaches des ressort : $LO_{ressort} + 30\text{mm} + L_{attaches} = LO$

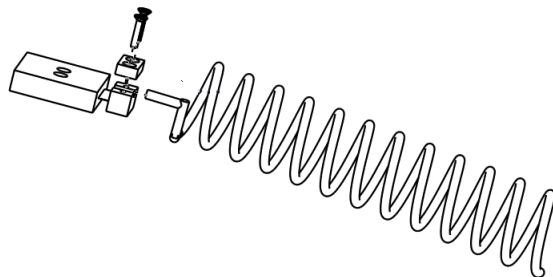


FIGURE 37 – attache des ressorts

3.7 Somme des énergies

Grâce au dimensionnèrent de nos ressorts réalisé dans les partie précédente, nous pouvons donc faire la somme des énergies :

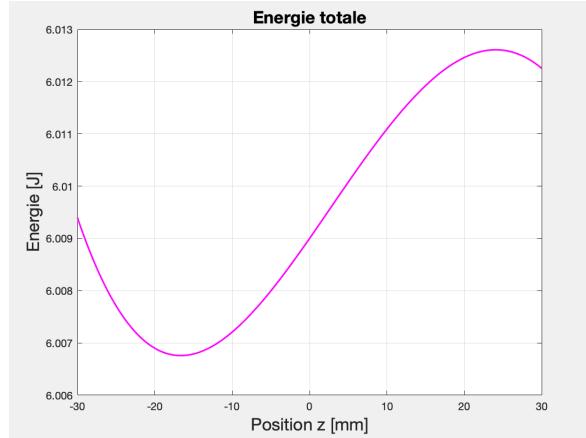


FIGURE 38 – Somme des énergie $E_{tot} = E_{el} + E_g$

3.8 Force résistive résiduelle

La force résistive résiduelle est la dérivée par rapport à z de l'énergie potentielle. Nous avons donc dérivée l'expression de l'énergie potentielle totale à l'aide de Matlab et tracé son graphique ci-dessous ([en rouge](#)) :

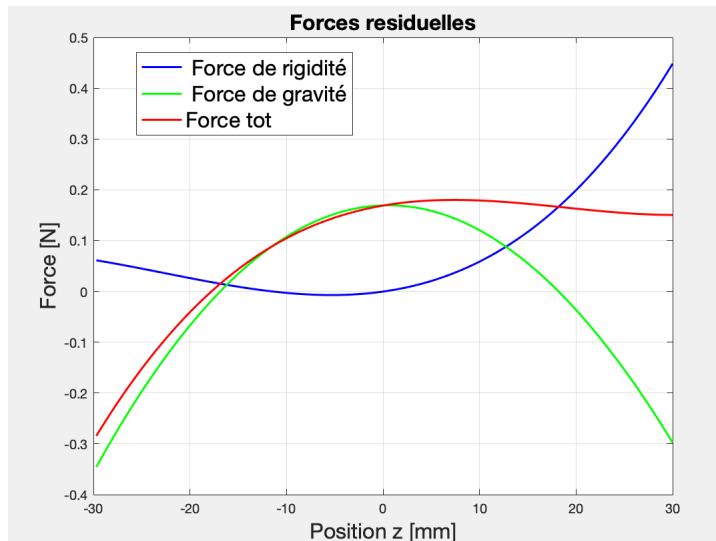


FIGURE 39 – Force résiduelle

Notre Force résistive résiduelle totale est donc comprise entre $-0,3 \text{ N}$ et $0,2 \text{ N}$, et respect donc bien les conditions imposé de : $-0,8 \text{ N} \leq F_{mot} \leq 0,8 \text{ N}$.

3.9 Rigidité tangentielle résiduelle

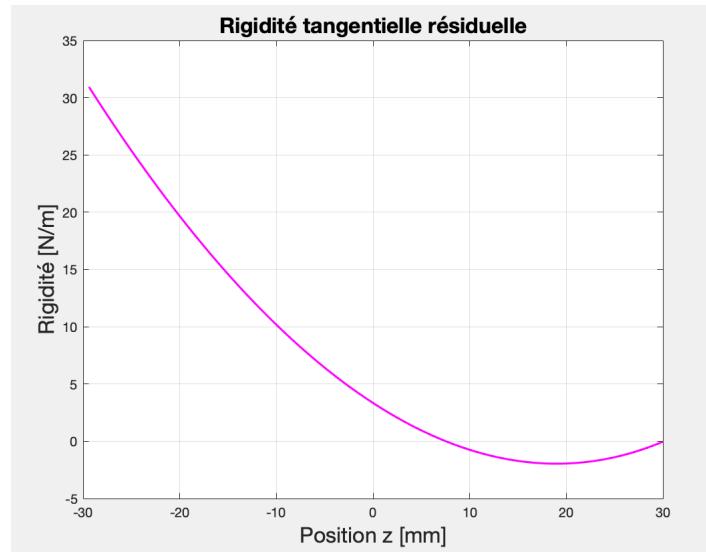


FIGURE 40 – Rigidité tangentielle résiduelle

Ce graphique représente la dérivée de la force résiduelle de notre système qui correspond à la rigidité que l'actionneur va ressentir en faisant bouger le système. D'après nos calculs résumés par ce graphique la rigidité maximale perçue par l'actionneur est : $R_{max} = 32 \text{ N/m}$

3.10 Masse réduite

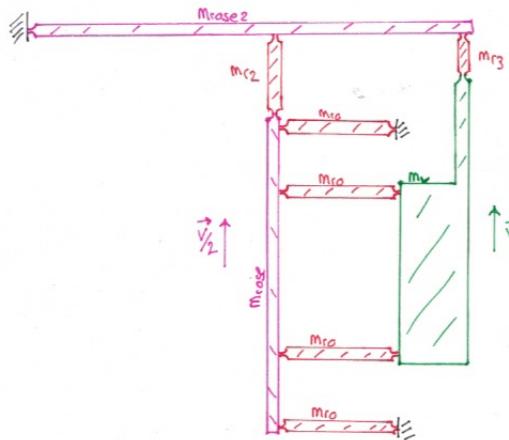


FIGURE 41 – Légende des masses

$$m_{reduite} = m_{vert} + m_{r3} + \frac{1}{4}(m_{rose} + m_{r2}) + \frac{35}{24}m_{r0} + \frac{m_{rose2}}{3} + m_{3kg}$$

Pour le calcul de notre masse réduite, nous avons commencé par calculer les différentes énergies cinétiques de nos éléments :

- Pour m_{vert} nous avons uniquement une énergie cinétique de translation :

$$E_{cin,vert} = \frac{1}{2}m_{vert}v^2$$

- Pour m_{rose} nous avons aussi uniquement une énergie cinétique de translation :

$$E_{cin,rose} = \frac{1}{2}m_{rose}\left(\frac{v}{2}\right)^2$$

A savoir que les attaches des ressorts sont également comprises dans cette masse.

- Pour les 4 m_{r0} nous avons en revanche à la fois une énergie cinétique de translation et une énergie cinétique de rotation.

Pour l'énergie cinétique de translation, nous avons une vitesse correspondant à la vitesse du centre de masse qui est la moyenne des vitesses de ses extrémités :

$$v_{centredemasse} = \frac{(v + \frac{v}{2})}{2}$$

On trouve donc

$$E_{cin,translation,r0} = \frac{1}{2}m_{r0}\left(\frac{3v}{4}\right)^2$$

Pour l'énergie cinétique de rotation, nous avons utilisé la formule $\omega = \frac{v'}{l}$ en prenant

$$v' = v - \frac{v}{2} = \frac{v}{2}$$

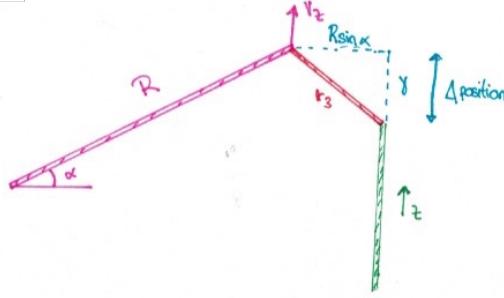
On trouve donc

$$E_{cin,rotattion,r0} = \frac{1}{2} \frac{m_{r0}l^2}{3} \frac{v^2}{4l^2} = \frac{1}{2} \frac{m_{r0}}{3} \frac{v^2}{4}$$

Comme on en a 4 (mais seulement 2 en translation), on trouve finalement :

$$E_{cin,r0} = \frac{35}{24}m_{r0}\frac{v^2}{2}$$

- Pour les 3 dernières masses m_{rose2}, m_{r2} et m_{r3} nous avons utilisé la trigonométrie :



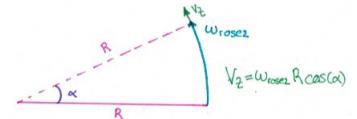
A l'aide du théorème de Pythagore nous trouvons :

$$\gamma = \sqrt{r^2 - R^2 \sin(\alpha)^2}$$

Nous pouvons donc déterminer :

$$V_z = \frac{\partial(\Delta position + z)}{\partial t} = \frac{\partial \sqrt{r^2 - R^2 \sin(\alpha)^2}}{\partial t} + v = \frac{-R^2 \sin(2\alpha) \omega}{2 \sqrt{r^2 - R^2 \sin(\alpha)^2}} + v = v - A$$

(1)



Nous pouvons aussi voir que

$$V_z = \omega_{rose2} R \cos(\alpha)$$

(2)

En combinant l'équation (1) et (2) on peut trouver la vitesse angulaire de notre masse m_{rose2} :

$$\omega_{rose2} = \frac{v}{R \cos(\alpha) + A}$$

Nous avons choisi de faire l'approximation $\alpha \rightarrow 0$, la course de notre angle étant très petite, nous permettant de simplifier significativement nos calculs. Ainsi nous trouvons :

$$\omega_{rose2} = \frac{v}{R}$$

L'une des extrémités étant fixée, nous avons uniquement une énergie cinétique de rotation qui est donc :

$$E_{cin,rot,rose2} = \frac{1}{2} \frac{m_{rose2} v^2}{3}$$

Pour la masse m_{r3} , nous avons l'équation :

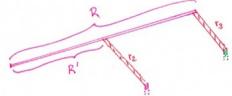
$$v = R \omega_{rose2} + r \omega_{r3}$$

Comme

$$\omega_{rose2} = \frac{v}{R} \rightarrow \omega_{r3} = 0$$

nous avons donc uniquement une énergie cinétique de translation pour notre masse m_{r3} qui est de :

$$E_{cin,tran,r3} = \frac{1}{2}m_{r3}v^2$$



Pour m_{r2} nous avons l'équation :

$$\frac{v}{2} = R'\omega_{rose2} + r\omega_{r2}$$

On trouve donc avec les résultats précédents : $\omega_{r2} = \frac{v(\frac{1}{2} - \frac{R'}{R})}{r_2}$

Nous avons choisi dans nos dimensions un $R' = \frac{R}{2}$ ce qui implique donc que $\omega_{r2} = 0$, il ne nous reste donc plus qu'une énergie cinétique de translation qui est :

$$E_{cin,trans,r2} = \frac{1}{2}m_{r3}\frac{v^2}{4}$$

En sachant que la masse de 3kg bouge en translation avec m_{vert} et en utilisant la relation de la masse réduite, on trouve le résultat ci-dessus.

Application numérique

D'après les poids de nos différents éléments, nous trouvons la masse réduite suivante :

$$374 + 0 + \frac{1}{4} \times (170 + 0) + \frac{35}{24} \times 80 + \frac{222}{3} + 3000 = 3607.1667 \text{ g}$$

Nous avons donc **3.607kg** car nous avons conclu, au vu de leur valeurs, que nos masses m_{r2} et m_{r3} sont négligeables.

3.11 Force de rebroussement

Pour trouver la force de rebroussement F_r nous avons suivie la démarche suivante : Sachant que :

$$F_{rebroussement} = m_{reduite} \times a_{max}$$

Ou :

$$a_{max} = \frac{F_{mot} - F_{residuelle}}{m_{reduite}}$$

D'où

$$F_{rebroussement} = m_{reduite} \times \frac{F_{mot} - F_{residuelle}}{m_{reduite}}$$

$$F_{rebroussement} = F_{mot} - F_{residuelle}$$

Or, nous pouvons assumer que $F_{r\uacute{e}s\uacute{e}duelle} \approx 0$ par rapport \u00e0 F_{mot} , d'o\u00f9 nous avons :

$$\begin{aligned} F_{rebroussement} &= F_{mot} \\ F_{rebroussement} &= 2 \text{ N} \end{aligned}$$

- $F_{rebroussement}$ = force de rebroussement
- $F_{r\uacute{e}s\uacute{e}duelle}$ = force r\uacute{e}s\uacute{e}duelle
- $F_{mot} = 2 \text{ N}$ = force motrice
- $m_{reduite}$ = masse r\uacute{e}duite

3.12 Acc\u00e9l\u00e9ration de rebroussement

$$\begin{aligned} a_{max} &= \frac{F_{mot} - F_{r\uacute{e}s\uacute{e}duelle}}{m_{r\uacute{e}duite}} \\ a_{max} &= \frac{2 - 0,2}{3,607} \\ a_{max} &= 0.499 \approx 0.5 \text{ m*s}^{-2} \end{aligned}$$

Nous avons pris 0,2 N comme Force r\uacute{e}s\uacute{e}duelle car c'est sa valeur la plus extr\u00eame lors de la course.

3.13 Dur\u00e9e et distance de rebroussement

L'enjeu \u00e9tant de minimiser la dur\u00e9e et distance de rebroussement une acc\u00e9l\u00e9ration en sinus n'a pas \u00e9t\u00e9 suffisamment pertinente pour nous.

Les informations qui \u00e9tait \u00e0 notre disposition \u00e4tions les valeurs de $v_{max} = 2 \text{ mm*s}^{-1}$ soit $v_{max} = 0.0002 \text{ m*s}^{-1}$, et la valeur de $a_{max} = 0.499 \text{ m*s}^{-2}$ calcul\u00e9 ci-dessus. Ainsi, nous avons commenc\u00e9 par trouver le Jerk maximal d'une acc\u00e9l\u00e9ration en sinus, pour pouvoir calculer les valeurs des Jerk 2, 3, 4 etc fois plus grand pour une acc\u00e9l\u00e9ration trap\u00e9o\u00f9dale.

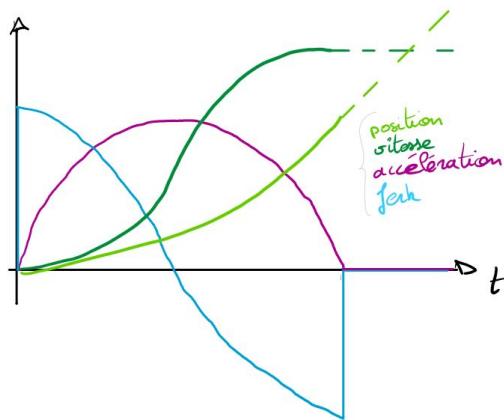


FIGURE 42 – D\u00e9composition de la course sinus

Une acc\u00e9l\u00e9ration en sinus nous a donn\u00e9 les \u00e9quations d'acc\u00e9l\u00e9ration, vitesse et position suivante :

$$\begin{cases} a(t) = a_{max} \times \sin(kt) \\ v(t) = \frac{-a_{max}}{k} \times \cos(kt) + conste_1 \\ x(t) = \frac{-a_{max}}{k^2} \times \sin(kt) + conste_1 \times t + conste_2 \end{cases}$$

Avec les conditions initiales $v(0) = 0$ et $x(0) = 0$ on se retrouve avec :

$$\begin{cases} a(t) = a_{max} \times \sin(kt) \\ v(t) = \frac{a_{max}}{k} \times (1 - \cos(kt)) \\ x(t) = \frac{a_{max}}{k} \times (t - \frac{\sin(kt)}{k}) \end{cases}$$

On trouve la valeur de k sachant que v atteint sa valeur maximal v_{max} en π :

$$v_{max} = v(\pi) = \frac{a_{max}}{k}(1 + 1)$$

$$\Leftrightarrow k = \frac{2 \times a_{max}}{v_{max}}$$

En calculant la période de cette fonction sinus

$$T_{sin} = \frac{2 \times \pi}{k} = \frac{v_{max} \times \pi}{a_{max}}$$

il est enfin possible de trouver l'équation du Jerk :

$$J_r(t) = k \times a_{max} \times \cos(kt) = \frac{2 \times a_{max}^2}{v_{max}} \times \cos(kt)$$

puis trouver le Jerk maximal en sinus qui est de :

$$\begin{aligned} J_r\left(\frac{\pi}{4}\right) &= \frac{2 \times a_{max}^2}{v_{max}} \times \frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{\sqrt{2} \times a_{max}^2}{v_{max}} \\ \Leftrightarrow J_{r,max} &= 1767 \text{ m/s}^{-3} \end{aligned}$$

Des équations ci-dessus il est enfin possible d'extraire la durée et la distance de rebroussement pour une accélération en sinus :

Durée_{sin} :

$$t_r = \frac{2 \times \pi}{k} = \frac{v_{max} \times \pi}{a_{max}} = 0.001 \text{ s} = 1\text{ms}$$

Distance_{sin} :

$$s_r = x\left(\frac{t_R}{2}\right) = \frac{a_{max}}{k} \times \left(t_R - \frac{\sin(k \times t_R)}{k}\right) = \frac{v_{max}^2 \times \pi}{4 \times a_{max}} = 1.25 \times 10^{-7} \text{ m} = 0.125\mu\text{m}$$

Ensuite, pour pouvoir avoir un Jerk plus grand et donc une accélération plus rapide, il faut passer à une forme d'accélération trapézoïdale.

En décomposant en l'accélération en trois parties :

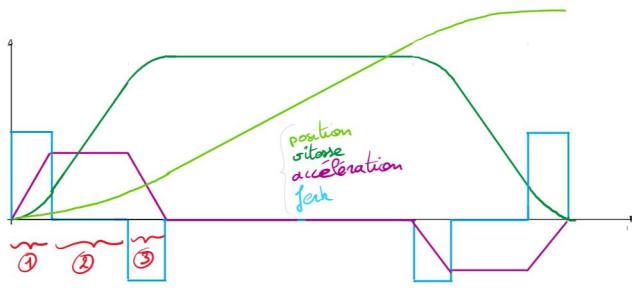


FIGURE 43 – Décomposition de la course trapézoïdale

En multipliant le Jerk par 2, 3 ou 4 et en déduisant les équations d'accélération, de vitesse et de position on obtient le tableau ci-dessous,

Forme	Jerk max	Équations		
Sinus	1767	$a =$	$a_{max} * \sin(kt)$	
		$v =$	$\frac{a_{max}}{k} * (1 - \cos(kt))$	
		$x =$	$\frac{a_{max}}{k} * \left(t - \frac{\sin(kt)}{k}\right)$	
Trapèze 2 fois le jerk	3534	$a =$	$J_r * t_1$	a_{max}
		$v =$	$\frac{J_r}{2} * t_1^2$	$a_{max} * t_2 + \frac{a_{max}^2}{2J_R}$
		$x =$	$\frac{J_r}{6} * t_1^3$	$\frac{a_{max}}{2} * t_2^2 + \frac{a_{max}^2}{2J_R} * t_2 + \frac{a_{max}^3}{6J_R^2}$
Trapèze 3 fois le jerk	5301	$a =$	$J_r * t_1$	$a_{max} - J_R * t_3$
		$v =$	$\frac{J_r}{2} * t_1^2$	$a_{max} * t_3 - \frac{J_R * t_3^2}{2} + v_2(t'_2)$
		$x =$	$\frac{J_r}{6} * t_1^3$	$\frac{a_{max}}{2} * t_3^2 - \frac{J_R * t_3^3}{2} + v_2(t'_2) * t_3 + x_2(t'_2)$
Trapèze 4 fois le jerk	7068	$a =$	$J_r * t_1$	$a_{max} - J_R * t_3$
		$v =$	$\frac{J_r}{2} * t_1^2$	$a_{max} * t_3 - \frac{J_R * t_3^2}{2} + v_2(t'_2)$
		$x =$	$\frac{J_r}{6} * t_1^3$	$\frac{a_{max}}{2} * t_3^2 - \frac{J_R * t_3^3}{2} + v_2(t'_2) * t_3 + x_2(t'_2)$

FIGURE 44 – Équation de mouvement

Les équations ci-dessus nous permettent à leur tour de trouver la durée et la distance de rebroussement de l'accélération en forme trapézoïdale 2, 3 et 4 fois plus grande que celui du sinus, grâce aux conditions $v(\frac{t_R}{2}) = v_{max}$ et $x(t_R) = \text{distance de rebroussement}$. Voici les valeurs numériques :

Forme	Durée de rebroussement t_r (s)	Distance de rebroussement s_R (mm)	Jerk max J_r
Sinus	1ms	0.125 μm	1767
Trapèze 2 fois le jerk	0.96 ms	0.102 μm	3534
Trapèze 3 fois le jerk	0.94ms	0.094 μm	5301
Trapèze 4 fois le jerk	0.87ms	0.091 μm	7068

FIGURE 45 – valeurs de durée et distance de rebroussement

3.14 Période de fonctionnement

La période du mécanisme est composée de 6 mouvements : la course S qui est parcourue 2 fois ainsi que la distance de rebroussement s_r qui est parcourue 4 fois

De ce fait la période de fonctionnement pour chacune des configurations reviens à :

$$T = 2 \times t_r + 2 \times \frac{\text{course}}{v_{max}}$$

où $\text{course} = 30\text{mm}$.

Il en revient les périodes en valeurs numériques suivante :

Forme	Jerk max J_r	Période de fonctionnement (s)
Sinus	1767	15.2 s
Trapèze 2 fois le jerk	3534	15.192s
Trapèze 3 fois le jerk	5301	15.188s
Trapèze 4 fois le jerk	7068	15.174 s

FIGURE 46 – Valeur de la période en fonction du Jerk

Nous avons jugé que augmenter le Jerk nous apporté pas un changement significatif, et avons donc décidé de rester sur une accélération en sinus.

Les valeurs à retenir sont donc :

$$J_R = 1767 \text{m/s}^{-3}$$

$$t_R = 1\text{ms}$$

$$s_R = 0.125\mu\text{m}$$

$$T = 15.2\text{s}$$

4 Construction

4.1 Argumenter les choix faits pour la construction

Nous avons choisis d'utiliser un profilé d'aluminium pour pouvoir attacher les ressorts de compensation de rigidité ainsi que le levier. Nous avons fait ce choix car c'est une pièce très présente dans l'industrie pour fabriquer des structures. De nombreuse pièces existent pour pouvoir attacher diffèrent éléments entre eux, nous facilitant la tache quand aux fixation des ressorts. Les attaches ne sont elles pas forcement très précise mais comme la rigidité du ressort n'est pas précise non plus, tout se joue dans le réglage de la hauteur l du ressort. Un fois bien positionné il suffit de serrer les vis pour fixer le système. Cela n'impacte donc pas la précision.

Pour fixer le reste des pièces ensemble, nous faisons bien attentions de ne pas utiliser les vis pour centrer les pièces. Celle-ci sont centrée grâce a des "empreintes" dans la pièce receveuses. Cela rend l'usinage plus compliqué mais nous évite l'utilisation de goupille, simplifiant le montage et ainsi le risque de choc trop brusque lorsque l'on enfoncerais celles-ci dans les alésages.

Toute les pièce se fixent entre elles grâce à des vis, la forme des pièces a été spécialement étudiée pour permettre le centrage de l'une par rapport a l'autre. Nous n'avons donc pas besoin de goupille et n'avons donc pas d'ajustement à effectuer.

Notre pièce maîtresse du système est la table a 13 pivots, en effet tous le système s'accentue autour de celle-ci. Nous avons fait ce choix car elle a un mouvement parasite nul. De plus elle est usinable en 2 dimension, simplifiant les degrés d'hyperstaticité. Nous trouvons cette pièce très élégante car sa géométrie est plutôt simple. Cela nous donne aussi l'avantage qu'il soit assez étroit optimisant ainsi l'espace.

4.2 Argumenter les choix des matériaux

Pour le choix des matériaux, nous nous sommes référés au tableau ci-dessous. Pour les guidages flexibles nous avons fait le choix de prendre le matériau avec le plus grand rapport $\frac{\sigma}{E}$. Pour ce qui est du matériau de la structure nous en avons choisi un facile à usiner.

Alliage	DIN	E [GPa]	G [GPa]	R_m [MPa]	$R_{0.2}$ [MPa]	$\sigma_D(10^7)$ [MPa]	σ_D/E [%]	α° [10^{-6}]	ρ [Kg/dm ³]	
Acier Böhler K190	X220CrVMo13-4	196	80	2350	2050	800*	trac. rep.	0.41	12.2	7.6
Acier Maraging W720	X3NiCoMoTi18-9-5	193	72	2000	1815	735	flex. alt.	0.38	10.2	
Alu. Perunal-215 (7075)	AlZnMgCu1.5	72	27	530	480	110	flex. alt.	0.15	23.6	2.81
Alu. Anticorodal 110-112	AlMgSi1	69	26	310	250	80	flex. alt.	0.12	23.4	2.7
Alu Avional 660-662	AlCuSiMn	73	28	450	380	100	flex. alt.	0.14	23	2.79
Alu Contal	EN AW-7010	72		590	520	120	flex. alt.	0.16	23.6	2.81
Titane 6Al-4V	Ti Al6 V4	114	41	900	830	500		0.44	8.9	4.45
Bronze Pfinodal CN8TM04	Cu Ni 15 Sn 8	127	44	1300	1100	225	flex. alt.	0.14	16	8.94

Ainsi, le Titane 6Al-4V nous permet d'avoir la plus grande course pour nos guidages flexibles. Les aciers proposés, bien qu'ayant un rapport proche du titane, sont ferromagnétiques ce qui peut influencer les mesures. De plus nous favorisons un matériau léger dans nos choix ce qui permet de diminuer la période. L'aluminium AlMgSi1 est reconnu pour être facile à usiner et est très utilisé dans l'industrie pour les éléments structurels, ce qui convient donc à notre utilisation.

En ce qui concerne les fixation, nous utiliserons des vis en laiton, amagnétique.

Nous estimons que la balance aura 10 ans de durée de vie, fonctionnera 365 jours par ans, fera 25 mesures par jours, à hauteur de 20 cycles par mesures. Ce qui nous donne environ 2 millions de cycle sur sa durée de vie. A l'aide des graphiques de fatigues ci dessous nous avons choisi de prendre un $\sigma_{adm} = \sigma_D = 550$ MPa. Ce qui nous laisse une marge confortable.

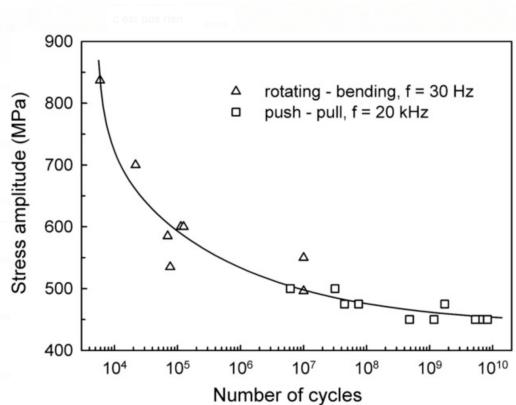


FIGURE 47 – Fatigue du Titane Ti-6Al-4V

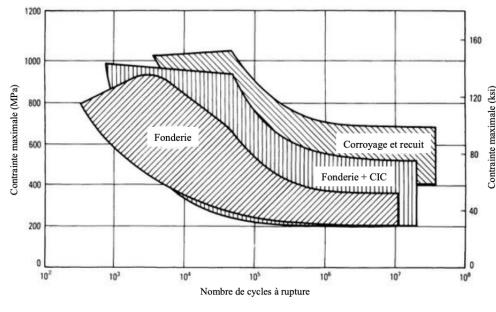


FIGURE 48 – Fatigue du Titane Ti-6Al-4V
(Selon la thèse de thèse de Victor Chastand.
10 novembre 2016)

4.3 Simulations

Ci-dessous nous avons ajouté deux images qui illustre le mouvement de notre table à 13 cols vers le haut et le bas. De plus, nous pouvons y observer les zones de concentration de contrainte.

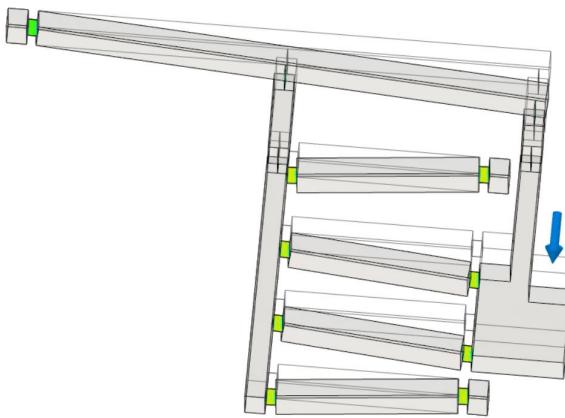


FIGURE 49 – Simulation mouvement vers le bas

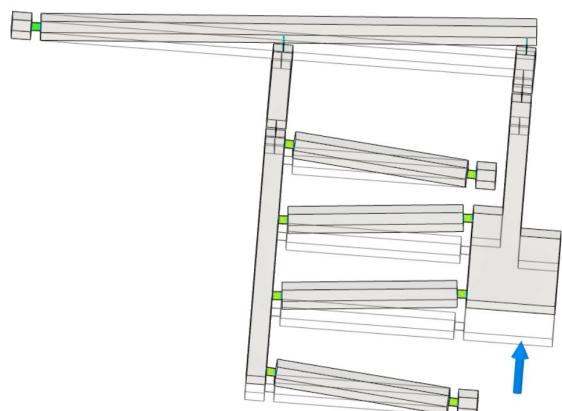


FIGURE 50 – Simulation mouvement vers le haut

5 Conclusion

Nous avons un mécanisme fonctionnel, sans frottement, qui, selon nos calculs, respecte le cahier des charges. De plus notre mécanisme est relativement simple et efficace.

Nous avons rencontré plus de peines que prévu à trouver les ressorts qui convenaient le mieux à notre balance de KIBBLE. Nous aurions, dans un premier temps, préféré des ressorts flexibles mais nous sommes finalement dirigé sur des ressorts industriels.

D'après nos estimations, le coût de fabrication est bien en dessous de la limite fixée par le cahier des charges. Lors de nos simulations, nous sommes tombés sur les résultats attendus, cela nous conforte dans la rectitude de nos calculs. Notre système s'avère bien être une solution fiable et fonctionnelle. Nous avons également commencé par étudier le principe de notre mécanisme à l'aide de maquettes, ce qui nous a permis de mieux comprendre et exploiter l'idée.

Autocritique

Nous aurions pu améliorer certains points de notre mécanisme. Par exemple, au niveau des dimensionnements : nous n'avons pas cherché à optimiser nos dimensions et nous sommes contenté de valeurs qui permettent à notre mécanisme de fonctionner.

Nous avons, notamment dans le choix de notre idée principale, cherché à développer des pièces faciles à usiner. Cependant, nous aurions pu améliorer ce point en échangeant avec un expert en usinage de haute précision.

Enrichissement

Au travers de ce projet, nous avons pu appliquer les notions vu en cours. Nous avons pu développer un travail de recherche personnels, d'autant plus avec la situation sanitaire actuelle, du fait que nous ayons eu peu de contact possibles entre les différents groupes. Nous avons pu avoir un aperçu de la gestion des projets en tant qu'ingénieur et nous avons développé de bonnes compétences en méthodologie de travail au travers des vidéos conférences et à l'adaptation de nouvelles conditions.

Remerciements

Merci aux assistants et au corps enseignant pour leur soutien et, notamment, leur adaptation face aux conditions difficiles.

6 Annexes

6.1 Dessin de construction de l'ensemble du mécanisme

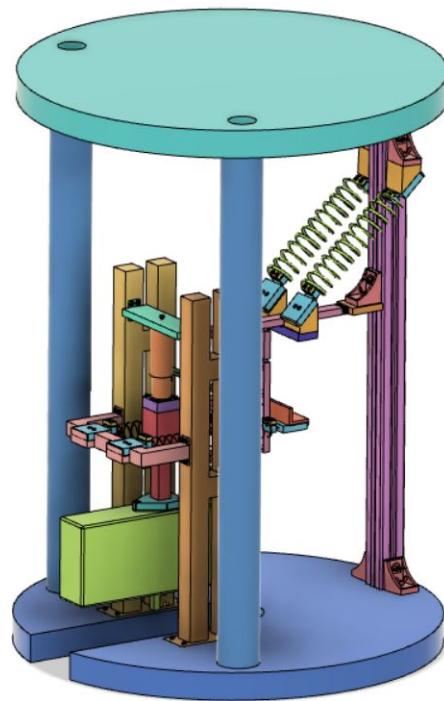


FIGURE 51 – Vue d'ensemble

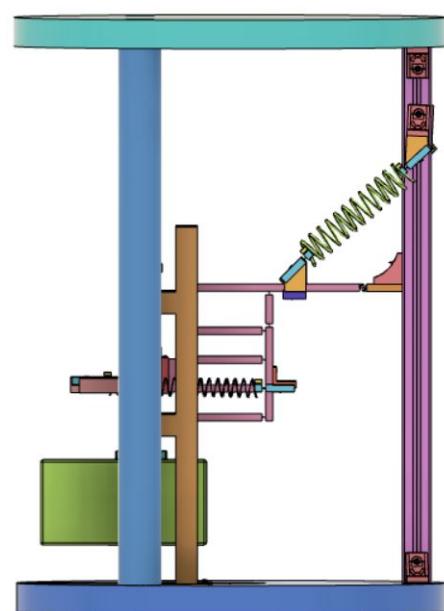


FIGURE 52 – Vue de coté

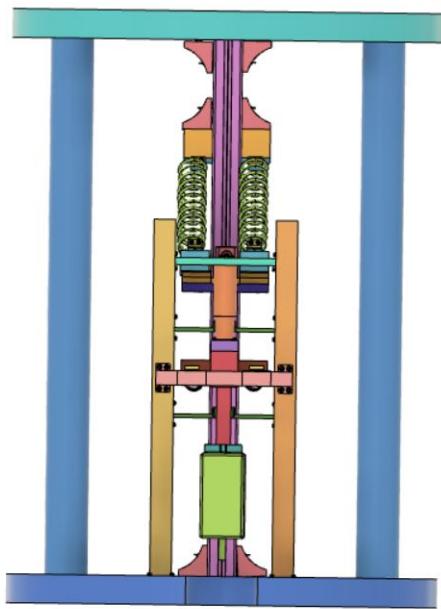


FIGURE 53 – Vue de face

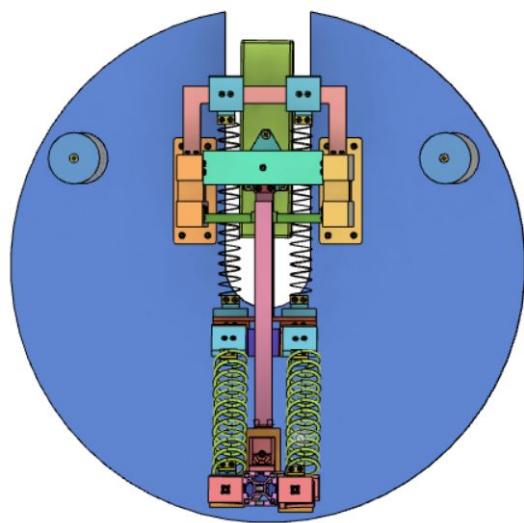


FIGURE 54 – Vue de dessus

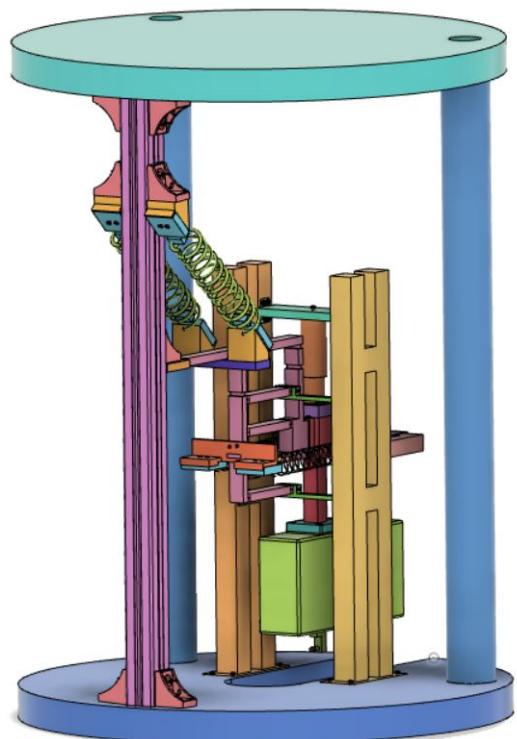


FIGURE 55 – Vue decalé

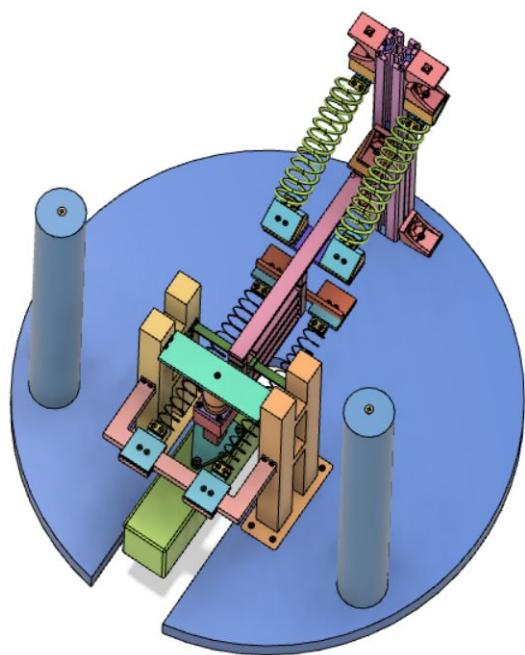


FIGURE 56 – vue de haut

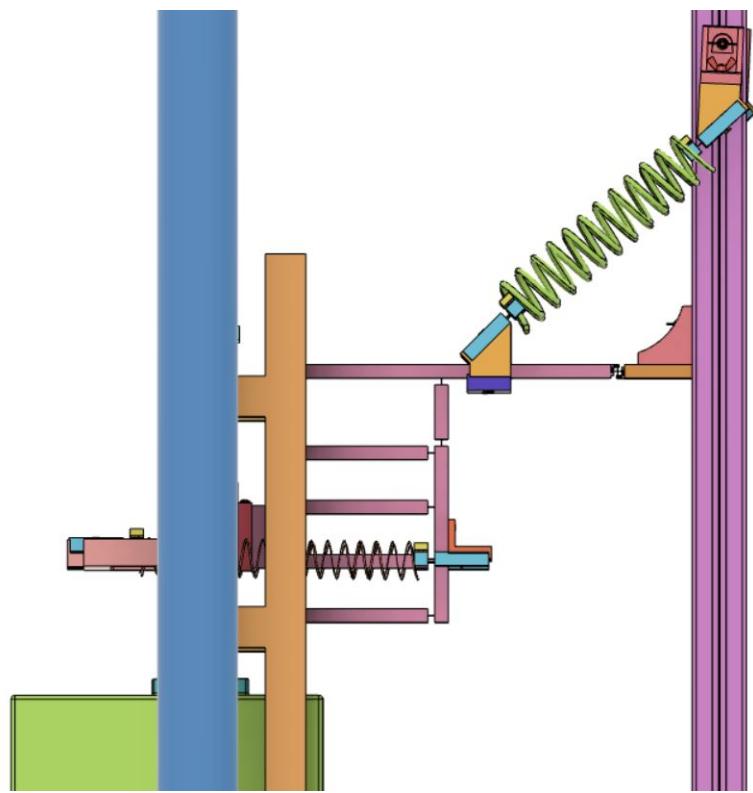


FIGURE 57 – Vue du mécanisme de compensation